

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

М. А. СТЫРИКОВИЧ, К. Я. КАТКОВСКАЯ
и Е. П. СЕРОВ

КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

ГОСЭНЕРГОИЗДАТ

М. А. СТЫРИКОВИЧ, К. Я. КАТКОВСКАЯ
и Е. П. СЕРОВ

КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

*Допущено
Министерством высшего образования СССР
в качестве учебника
для энергетических вузов и факультетов*



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

МОСКВА

1959

ЛЕНИНГРАД

В книге приведены сведения по энергетическим топливам и их свойствам, по топочным процессам и расчетам продуктов сгорания. Разобраны способы сжигания топлива и конструкции топочных устройств. Рассматриваются физические процессы и теплообмен в топке и конвективных газоходах. Изложена методика теплового расчета котельного агрегата. Подробно разбираются вопросы циркуляции и освещены методы получения чистого пара. Приведены сведения по материалам, применяемым в котлостроении. Освещены принципы конструирования отдельных элементов котельного агрегата и приведены многочисленные примеры их выполнения. Уделено внимание вопросам нестационарных режимов работы котлоагрегата и приведены основные сведения по эксплуатации. В книге дан краткий анализ развития и совершенствования котельных агрегатов, а также освещены проблемы дальнейшего прогресса котельной техники.

Книга рассчитана на студентов теплоэнергетических специальностей энергетических вузов, а также широкий круг инженеров-теплоэнергетиков, работающих в области проектирования и эксплуатации котельных агрегатов.

Редактор В. В. Николаев

Техн. редактор Г. Е. Ларионов

Сдано в пр-во 8/X 1958 г.

Подписано к печати 19/XII 1958 г.

Формат бумаги 84×108¹/₁₆

50 п. л.

Уч.-изд. л. 60,3

Цена в переплете № 5—22 р. 10 к., в переплете № 7—22 р. 60 к.

T-12426

Тираж 25 000 (2-й завод 3 001—25 000)

Зак. № 1471

ПРЕДИСЛОВИЕ

В энергетике СССР, как и большинства крупных промышленных стран мира, основную роль играют мощные тепловые электростанции, объединенные в крупные энергосистемы. Громадное большинство этих станций представляет собой паротурбинные установки, снабжаемые паром от мощных котельных агрегатов, работающих, как правило, за счет сжигания органического топлива (угля, природного газа, мазута и т. д.).

За последнее время тепловые электрические станции развиваются в СССР особенно быстро. Резко увеличивается единичная мощность котельных агрегатов — от 50 *Мвт* до 200—300 и в недалеком будущем до 600 *Мвт*, т. е. до паропроизводительности в 1 800 *т/ч*. Быстро возрастают начальные параметры пара, широко внедряется промежуточный перегрев. Кардинально меняется топливная база мощных электростанций в связи с переходом на широкое использование дешевых углей Сибири, природного газа и мазута.

Вместе с тем переход на блочную схему станций с отказом от резервных котлов требует значительного повышения эксплуатационной надежности мощных котлоагрегатов.

Большая и все возрастающая роль тепло-силовых установок в энергетике определяет значение курса котельных агрегатов в системе образования инженера-теплоэнергетика.

Высокие темпы развития котельной техники, приводящие к быстрому изменению как отдельных конструктивных элементов, так и профиля всего котлоагрегата, делают нецелесообразным сохранение построения курса в виде описания большого количества отдельных

конструкций с параллельным рассмотрением рабочих процессов применительно к тому или иному типу котлоагрегата.

Более правильным является систематическое изложение рабочих процессов, по существу общих не только для различных котлоагрегатов обычных электростанций (прямоточных, барабанных с естественной или принудительной циркуляцией), но в значительной степени даже для парогенераторов атомных станций.

Поэтому рассмотрение рабочих процессов должно являться основой курса, а конкретный разбор отдельных конструкций и компоновок котлоагрегатов базироваться на основательном знании рабочих процессов и анализе технико-экономических показателей отдельных элементов и котлоагрегата в целом.

Это положение, проверенное на многолетнем опыте работы Кафедры котельных установок Московского ордена Ленина энергетического института, было положено авторами в основу настоящей книги.

В соответствии со все возрастающей ролью в энергетике СССР крупных электростанций основное внимание обращено на мощные котлоагрегаты с камерным способом сжигания топлива и в меньшей степени на котлы малой и средней мощности и слоевое сжигание топлива. В меру возможности для столь неустановившейся еще области техники, как ядерная энергетика, даны некоторые материалы и по парогенераторам атомных электрических станций.

В книге использованы экспериментальные, проектные и эксплуатационные данные, полу-

ченные отечественными научно-исследовательскими институтами, котлостроительными заводами и эксплуатационным персоналом электростанций. Кроме того, привлечены материалы, опубликованные в зарубежной периодической печати.

Построение и направленность учебника сложились в результате научной и педагогической деятельности заведующего Кафедрой котельных установок МЭИ чл.-корр. АН СССР проф. М. А. Стыриковича.

Отдельные главы книги распределились между авторами следующим образом:

д. т. н. проф. М. А. Стырикович — главы 1, 2, 8, 9, 21 и 25;

к. т. н. доц. К. Я. Катковская — главы 2—6, 10, 12, 16 и 17;

к. т. н. доц. Е. П. Серов — главы 7, 11, 13—15, 19—24.

Глава 18 написана к. т. н. доц. Е. А. Троянским.

Общее редактирование книги проведено проф. М. А. Стыриковичем.

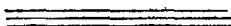
Авторы считают своим долгом выразить признательность инж. И. Е. Брауде, к. т. н. доц. М. С. Масленикову, д. т. н. проф. Т. Х. Маргуловой, д. т. н. проф. Б. С. Петухову и к. т. н. доц. Б. И. Смирнову, а также коллективу Кафедры котельных установок МЭИ за ценные советы, высказанные в процессе просмотра рукописи.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3	Глава пятая. Топочные процессы	63
Глава первая. Введение	9	5-1. Основные стадии процесса горения топлива	63
1-1. Энергетика и роль парогенераторов	9	5-2. Подготовка топлива до воспламенения	64
1-2. Общая характеристика современных котлоагрегатов	11	5-3. Процесс горения газообразных горючих соединений и кокса	66
1-3. Основные схемы генерации пара на атомных электростанциях	16	5-4. Образование шлака и поведение его в топке	72
Глава вторая. Топливо	18	Глава шестая. Слосовые топкн	74
2-1. Энергетическое топливо	18	6-1. Топкн с неподвижным слоем топлива	74
2-2. Химический состав топлив	21	6-2. Топкн с перемещением топлива по решетке	77
2-3. Теплота сгорания топлива	25	6-3. Топкн с цепной решеткой	79
2-4. Выход летучих и характеристика нелетучего остатка	27	Глава седьмая. Подготовка топлива к сжиганию в камерных топках	87
2-5. Минеральные примеси топлива	29	7-1. Общие положения	87
2-6. Влага топлива	31	7-2. Дробление твердого топлива	91
2-7. Классификация и основные месторождения топлив в СССР	32	7-3. Свойства и характеристики угольной пыли	94
Глава третья. Продукты сгорания топлива	39	7-4. Закономерности размолла топлива	97
3-1. Теоретически необходимое количество воздуха	39	7-5. Конструкции мельниц для размолла угля	100
3-2. Теоретические объемы продуктов сгорания	40	7-6. Системы приготовления пыли	111
3-3. Действительные объемы продуктов сгорания	42	7-7. Элементы систем приготовления пыли	116
3-4. Определение коэффициента избытка воздуха	44	Глава восьмая. Камерные топкн	120
3-5. Энтальпия продуктов сгорания	47	8-1. Общие положения	120
Глава четвертая. Эффективность использования топлива	47	8-2. Топкн для газообразного топлива	122
4-1. Основные методы сжигания топлива	47	8-3. Топкн для жидкого топлива	125
4-2. Тепловой баланс и к. п. д. котельного агрегата	51	8-4. Топкн для пылевидного топлива	130
4-3. Потери тепла с уходящими газами	55	8-5. Топкн с жидким шлакоудалением	139
4-4. Потери тепла от химической неполноты сгорания топлива	56	8-6. Вихревые (циклонные) топкн	141
4-5. Потери тепла от механической неполноты сгорания топлива	58	Глава девятая. Развитие конструкций котельных агрегатов	145
4-6. Потери тепла от наружного охлаждения котельного агрегата и с физическим теплом шлаков	61	9-1. Период до внедрения высоких параметров пара	145
		9-2. Развитие котлоагрегатов на высокие параметры пара	159
		9-3. Развитие парогенераторов атомных станций	167
		Глава десятая. Теплообмен излучением в топке и конвективных газоходах	172
		10-1. Температура газов на выходе из топки	172
		10-2. Степень черноты продуктов сгорания топлива	174

10-3. Расчет теплообмена в топке	178	16-4. Растворимость веществ в паре	271
10-4. Расчет излучения в конвективных газо- ходах	180	16-5. Поведение примесей пара в котле и тур- бине	276
Глава одиннадцатая. Теплообмен и усло- вия работы конвективных поверхно- стей нагрева	181	16-6. Методы получения чистого пара	278
11-1. Теплообмен в конвективных поверхно- стях нагрева	181	Глава семнадцатая. Водный режим ко- тельных агрегатов	290
11-2. Загрязнения поверхностей нагрева лету- чей золой	189	17-1. Задачи водного режима	290
11-3. Износ поверхностей нагрева летучей золой	193	17-2. Питательная вода паровых котлов . . .	292
Глава двенадцатая. Тепловой расчет ко- тельного агрегата	199	17-3. Накипеобразование	293
12-1. Задачи и последовательность проведе- ния теплового расчета	199	17-4. Коррозия поверхностей нагрева	296
12-2. Расчеты объемов и энтальпий продуктов сгорания, определение к. п. д. котла и расхода топлива	200	17-5. Водный режим барабанных котлов и ступенчатое испарение	302
12-3. Расчет топки и пароперегревателя . . .	203	17-6. Водный режим прямоточных котлов . . .	309
12-4. Расчет фестона и переходной зоны . . .	207	Глава восемнадцатая. Металлы и рас- чет прочности деталей паровых кот- лов	310
12-5. Расчет водяного экономайзера и возду- хоподогревателя	208	18-1. Особенности работы металла в котель- ных установках	310
Глава тринадцатая. Внутрикотловая гидродинамика	209	18-2. Коррозия сталей	313
13-1. Температурный режим обогреваемых труб	209	18-3. Влияние технологии изготовления дета- лей на свойства сталей	314
13-2. Закономерности движения двухфазного потока	212	18-4. Обозначения марок сталей	316
13-3. Гидравлическое сопротивление движе- нию потока в трубах	226	18-5. Углеродистые стали, применяемые в кот- лостроении	316
Глава четырнадцатая. Работа параллель- но включенных труб при принуди- тельном движении рабочего тела	231	18-6. Низколегированные стали	317
14-1. Тепловая разверка	231	18-7. Высоколегированные стали	320
14-2. Мероприятия по снижению влияния теп- ловой и гидравлической неравномерно- сти	238	18-8. Специальные сорта котлостроительных сталей и чугунов	322
14-3. Особенности гидродинамики парообра- зующих поверхностей нагрева	239	18-9. Расчет прочности основных элементов паровых котлов	325
Глава пятнадцатая. Гидравлическая ра- бота контуров естественной цирку- ляции	244	Глава девятнадцатая. Парообразующие поверхности нагрева	330
15-1. Основные определения	244	19-1. Общие положения	330
15-2. Гидравлический расчет контуров есте- ственной циркуляции	244	19-2. Парообразующие экраны котлов с есте- ственной циркуляцией	333
15-3. Показатели надежности естественной циркуляции	253	19-3. Парообразующие экраны котлов с прину- дительной циркуляцией	341
15-4. Способы повышения надежности есте- ственной циркуляции	261	Глава двадцатая. Пароперегреватели	348
Глава шестнадцатая. Качество пара	263	20-1. Общие положения	348
16-1. Требования к качеству пара	263	20-2. Конвективные пароперегреватели	349
16-2. Причины загрязнения пара	265	20-3. Радиационные и полурadiационные па- роперегреватели	354
16-3. Унос влаги с паром	265	20-4. Компоновка пароперегревателей	357
		20-5. Устройства для регулирования темпера- туры перегретого пара	361
		Глава двадцать первая. Низкотемпера- турные поверхности нагрева	366
		21-1. Общие положения	366
		21-2. Конструкции экономайзеров	367
		21-3. Конструкции воздухоподогревателей . . .	373
		21-4. Защита хвостовых поверхностей нагрева от низкотемпературной коррозии	381

21-5. Основы технико-экономических расчетов при проектировании низкотемпературных поверхностей нагрева	386	Глава двадцать четвертая. Эксплуатация котельных агрегатов	441
Глава двадцать вторая. Строительные конструкции и вспомогательные устройства	393	24-1. Основные положения	441
22-1. Каркас котла	393	24-2. Растопка котельного агрегата	445
22-2. Обмуровка и тепловая изоляция	398	24-3. Останов котельного агрегата	453
22-3. Трубопроводная арматура и обдувочные аппараты	405	24-4. Нормальная работа котла	454
22-4. Тяго-дутьевая установка	416	24-5. Директивные материалы по эксплуатации котельных установок	459
Глава двадцать третья. Работа котла при переменном режиме. Понятие о нестационарных процессах	424	Глава двадцать пятая. Перспективы развития котельных агрегатов	459
23-1. Общие положения	424	25-1. Повышение мощности котлоагрегатов	459
23-2. Статические характеристики	426	25-2. Перспективы повышения параметров пара мощных котельных агрегатов	464
23-3. Особенности работы котлов разных типов при нестационарных режимах	428	25-3. Влияние технических характеристик топлива на профиль мощных котельных агрегатов	466
23-4. Аккумулирующая способность котла	434	25-4. Профиль и компоновка котлоагрегатов большой мощности на сверхвысокие параметры пара	472
23-5. Уравнения динамики пароперегревателя	439	Рекомендуемая литература	482
		Алфавитный указатель	483



Empty page

Empty page

Empty page

Empty page

Empty page

Empty page

Empty page

Empty page

Empty page

Empty page

Empty page

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ВВЕДЕНИЕ

1-1. ЭНЕРГЕТИКА И РОЛЬ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

Нормальное развитие народного хозяйства страны в значительной степени определяется бесперебойным и достаточным энергоснабжением промышленности, транспорта, сельского хозяйства и быта.

Основная и все увеличивающаяся часть энергоснабжения осуществляется централизованным порядком от специальных электростанций, связанных между собой и с потребителями линиями электропередачи, образующими мощные энергосистемы.

В настоящее время централизованное снабжение электроэнергией охватывает промышленность и бытовое энергопотребление городов, а также в известной степени транспорт (электровозы, трамвай, метрополитен, троллейбус) и сельскохозяйственное производство.

Только в воздушном, водном, автодорожном и отчасти железнодорожном транспорте сохраняют свое значение автономные энергетические установки. Преобладающая роль автономных электрических установок сохраняется также в сельскохозяйственных работах, связанных с использованием подвижных агрегатов (тракторы). Область использования автономных энергетических установок постепенно сужается, а централизованная выработка энергии на электростанциях все в большей степени осуществляется мощными энергосистемами, которые в ряде стран уже в значительной степени объединились в единые энергосистемы, во многих случаях связанные или даже объединенные между собой.

Система снабжения электроэнергией в ряде стран и особенно в СССР тесно связывается с системой централизованного снабжения промышленности и быта низкопотенциальным теплом (горячая вода, пар низкого давления).

Система комбинированной выработки электроэнергии и низкопотенциального тепла на электростанциях и централизованного снабже-

ния ими потребителей — так называемая теплофикация — зародилась и получила наибольшее развитие в СССР.

Конечно, возможность дальнейшей передачи низкопотенциального тепла меньше, чем электроэнергии, однако сейчас создаются мощные тепловые сети, снабжающие низкопотенциальным теплом большие районы и крупные города с большим числом промышленных предприятий и миллионным населением.

Вся эта система централизованного электро- и теплоснабжения базируется на выработке электроэнергии и тепла на мощных электростанциях.

Гидроэнергетические установки дают основную долю выработки электроэнергии только в отдельных странах с особо благоприятными для таких станций природными условиями (Япония, Канада, Италия, Норвегия, Швеция и др.).

В наиболее крупных и экономически развитых странах доля гидроэнергии в общей выработке электроэнергии относительно невелика и за последние десятилетия падает. Так, в США она составляла в 1938 г. 34%, а в 1957 г. упала до 18%.

В Западной Европе она в 1956 г. составляла 35% и из года в год снижается.

Возрастание доли гидроэнергии наблюдается только в слаборазвитых и богатых гидроресурсами странах Азии, Африки и Южной Америки.

В Советском Союзе гидростанции вырабатывают в настоящее время около 18% всей электроэнергии.

Основную долю электроэнергии и практически 100% централизованного теплоснабжения производят тепловые электростанции.

Тепловые станции в основном используют энергию, получаемую при сжигании органического топлива: угля, остатков нефтепереработ-

ки, естественного газа, торфа, горючих сланцев. Использование подземного пара для выработки электроэнергии имеет место лишь в отдельных точках вулканических районов (менее 0,1% от общей выработки), а использование для этой цели лучистой энергии солнца ограничивается отдельными маленькими экспериментальными установками.

В последние годы бурно развивается использование на электростанциях атомной энергии. В 1954 г. была пущена в СССР первая промышленная атомная станция малой мощности (5 000 кВт), в 1956 г. станция мощностью около 42 Мвт в Англии, в 1957 г. — в США. В 1958 г. в СССР пущена атомная электростанция мощностью 100 Мвт (первая очередь). К 1965 г. в СССР и ряде других стран (особенно Англии) будет пущен ряд мощных атомных станций, что обеспечит выработку на энергии ядерного распада до 2—3% всей мировой выработки электроэнергии. В дальнейшем можно ожидать ускоренного развития ядерной энергетики, однако даже к 1970—1975 гг. на тепловых станциях всего мира и СССР в частности преобладающая роль останется за органическим топливом.

подавляющее большинство тепловых электростанций как на органическом, так и на ядерном топливе является паросиловыми установками. Только среди мелких стационарных установок (главным образом при мощности менее 1 000 кВт) заметную роль играют поршневые двигатели внутреннего сгорания, в основном типа дизель-генераторов, однако их роль в суммарной выработке энергии невелика.

В ближайшем будущем можно ожидать внедрения в стационарную энергетику газовых турбин на газообразном и жидком топливе

(в основном в виде установок малой и средней мощности).

Паросиловые установки за последние десятилетия чрезвычайно быстро прогрессируют как в части мощности станций и отдельных агрегатов, так и в направлении повышения экономичности.

В 1957 г. работали шесть и строились 14 тепловых электростанций мощностью каждая свыше 1 млн. кВт с агрегатами единичной мощностью до 200—250 Мвт. В ближайшие несколько лет можно ожидать удвоения максимальных единичных мощностей агрегатов станций.

Экономичность станций большой мощности непрерывно растет и уже приближается к 40% (нетто), т. е. превышает экономичность теплового двигателя любого другого типа.

Паросиловые станции большой мощности требуют умеренных начальных вложений (около 800 руб/кВт), немного персонала (1 человек и менее на 1 000 кВт) и могут использовать, если это выгодно, низкокачественное топливо с высокой влажностью и зольностью.

Все это обеспечивает паросиловым установкам преобладающую роль в мощной стационарной энергетике.

Паротурбинные электростанции разделяются на два основных класса: конденсационные (КЭС) и теплофикационные (ТЭЦ).

Принципиальная схема конденсационной электрической станции (КЭС) — установки, вырабатывающей только электроэнергию, показана на рис. 1-1.

Как видно из схемы, основными элементами станции являются котельный агрегат и паротурбогенератор.

В котлоагрегате 1 за счет тепла, выделяемого при горении органического топлива (уголь, мазут, газ и т. п.), вода, непрерывно подаваемая в котлоагрегат, превращается в перегретый пар высокого давления. Этот пар поступает по паропроводу 2 в паровую турбину 3, где он расширяется, и тепловая энергия пара превращается в механическую энергию, передаваемую валу турбины. Турбина приводит в движение электрический генератор 4, в котором механическая энергия превращается в электрическую.

Пар из турбины при очень низком давлении (0,03—0,05 атм) поступает в конденсатор 5, охлаждаемый водой из какого-либо природного или искусственного источника (озеро, река, пруд и т. п.). Сконденсировавшийся пар — так называемый конденсат — откачивается из конденсатора насосами 6 и

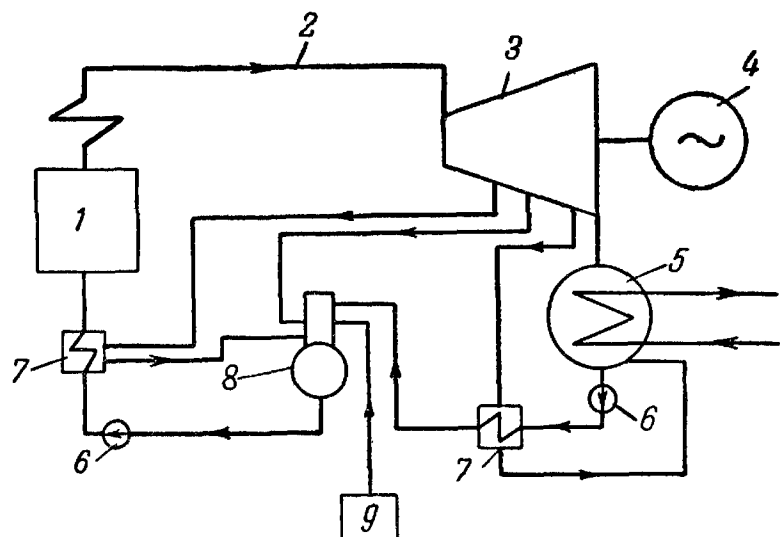


Рис. 1-1. Принципиальная схема конденсационной станции.

1 — котлоагрегат; 2 — паропровод; 3 — паровая турбина; 4 — генератор; 5 — конденсатор; 6 — насосы; 7 — регенеративные водоподогреватели; 8 — деаэрационная установка; 9 — водоподготовительная установка.

подается обратно в котел. В деаэраторе 8 производится удаление из воды газов. По пути до котлоагрегата питательная вода постепенно подогревается в регенеративных теплообменниках 7 паром, отбираемым из ряда ступеней турбины. Таким образом, пароводяной цикл замыкается.

Котел питается конденсатом вырабатываемого им пара, и только небольшие (0,5—2%) потери пополняются добавочной водой из специальной водоподготовительной установки 9.

Теплоэлектроцентраль (ТЭЦ) вырабатывает не только электроэнергию, но и низкопотенциальное тепло в виде пара низкого давления или горячей воды. Пар обычно используется для заводских технологических целей, а горячая вода — для отопления и бытовых потребностей.

Как видно из рис. 1-2, схема ТЭЦ отличается от схемы КЭС наличием отборов пара из турбины не только для подогрева питательной воды, но и для отпуска пара потребителю и для подогрева циркулирующей по отопительным (теплофикационным) сетям города воды (так называемой сетевой воды). Конденсат подогревателей сетевой воды возвращается в котлоагрегат, но конденсат пара, отданного на производство, частично не возвращается. Поэтому на ТЭЦ водоподготовительная установка должна иметь производительность, достаточную для покрытия всех потерь конденсата (до 30—50% и более от расхода пара).

Как видно, одним из основных элементов всякой паросиловой установки является котельный агрегат — устройство для выработки пара.

Котельные агрегаты (называемые также паровыми котлами или парогенераторами) используются не только для выработки пара на электростанциях.

Очень большое количество паровых котлов малой мощности применяется для выработки пара, используемого в производственных процессах промышленности и сельского хозяйства (промышленные котлы), а также для отопления зданий (отопительные котлы).

Громадное количество котлов малой мощности продолжает использоваться на паровозах и пароходах (в последнем случае, особенно на крупных коммерческих пароходах и военных судах, это могут быть и котельные агрегаты большой мощности).

Много котлов (в основном небольших) используется в промышленности для получения пара за счет отходов тепла различных промышленных агрегатов, в первую очередь про-

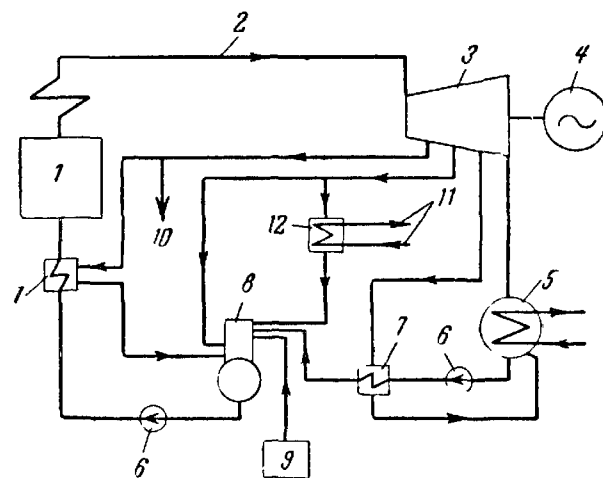


Рис. 1-2. Принципиальная схема ТЭЦ.

1 — котлоагрегат; 2 — паропровод; 3 — паровая турбина; 4 — турбоэлектрогенератор; 5 — конденсатор; 6 — насосы; 7 — регенеративные водоподогреватели; 8 — деаэратор; 9 — водоподготовительная установка; 10 — отбор пара на производство; 11 — подогрев сетевой воды; 12 — подогреватель сетевой воды.

мышленных печей (котлы-утилизаторы).

Наконец, в странах, богатых гидроэнергией, нередко используют для получения пара котлы малой и средней мощности, обогреваемые электрическим током (электрокотлы).

Все типы котлов, имеющих специальное назначение, рассматриваются в соответствующих курсах (отопления и вентиляции, теплового оборудования промпредприятий, паровозов, пароходов и т. п.) и не охватываются настоящим курсом, который посвящен котлам стационарной, преимущественно крупной энергетики, в основном — котельным агрегатам мощных электрических станций.

В курсе рассматриваются в основном котельные агрегаты электростанций, использующих органическое топливо. Однако в связи с большой перспективностью ядерной энергетики рассматриваются в меру возможности для столь новой и не установившейся еще области и парогенераторы атомных электростанций.

1-2. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СОВРЕМЕННЫХ КОТЛОАГРЕГАТОВ

Современный энергетический котлоагрегат большой мощности представляет собой очень большое и сложное сооружение. Так, например, агрегат, обслуживающий турбину мощностью 100 Мвт, производит в час около 400 т пара давлением 100—140 ата и температурой 510—560° С и потребляет в час 50—100 т угля (в зависимости от качества последнего), более 300 000 м³ воздуха и около 400 т воды.

Все рабочие процессы такого агрегата полностью механизированы и в основном автоматизированы. Агрегат обслуживается многочисленными вспомогательными механизмами, приводимыми в движение десятками электродвигателей, причем мощность некоторых из них достигает тысяч киловатт.

Габариты такого агрегата весьма внушительны: высота порядка 35—40 м, ширина и глубина до 15—20 м. Вес только металлических частей агрегата доходит до 1 500—2 000 т.

Еще более крупными являются агрегаты, обслуживающие турбины по 200—300 Мвт. В 1956 г. самый мощный работающий котлоагрегат (США) имел паропроизводительность около 800 т/ч, а в изготовлении находились уже агрегаты производительностью по 1 100 т/ч.

Современные котлоагрегаты большой мощности (свыше 200 т/ч) вырабатывают пар высокого давления, 140—240 ата, и высокой температуры, 550—580° С. Как правило, пар таких котлов, пройдя часть высокого давления турбины, где его давление снижается до 25—35 ата, а температура примерно до 350° С, снова возвращается в котлоагрегат для вторичного перегрева до температуры, близкой к начальной.

В ряде стран имеется несколько крупных котлоагрегатов, вырабатывающих пар и более высоких параметров: до 300 ата и выше и до 650° С. Однако такие котлоагрегаты еще пока не нашли широкого применения.

Котлоагрегаты меньшей паропроизводительности, обслуживающие турбины малой и средней мощности, обычно вырабатывают пар более низких начальных параметров и не имеют вторичного перегрева.

В СССР стандартизованы для энергетических котлов три ступени параметров пара:

1) Давление пара 39 ата и температура 450° С; температура питательной воды 150° С.

На эти параметры выпускаются котлоагрегаты паропроизводительностью от 12 до 110 т/ч.

2) Давление пара 100 ата и температура 540° С; температура питательной воды 215° С.

На эти параметры выпускаются более крупные котлоагрегаты паропроизводительностью от 75 до 230 т/ч.

3) Давление пара 140 или 240 ата и температура 580° С; вторичный перегрев до 580° С*, подогрев питательной воды до 235° С. Это — наиболее мощные котлоагрега-

ты паропроизводительностью от 400 до 660 т/ч и выше.

Котлы на более высокие параметры пара, изготавливаемые в СССР единичными экземплярами, пока еще не стандартизованы.

Принципиальная схема современного мощного котлоагрегата, работающего на угольной пыли, приведена на рис. 1-3.

Топливо — очень мелко размолотый уголь — вдувается в топочную камеру 2 вместе с частью необходимого для горения воздуха (первичный воздух) через горелки 1. Остальной воздух (вторичный) подается в топку обычно через те же горелки предварительно подогретым до высокой температуры (300—400° С). В топочной камере объемом 1 000—2 000 м³ мелкие частицы угля (80—95% размером менее 90 мк) сгорают на лету, образуя факел. Негорючие примеси топлива превращаются в золу. Так как температура в ядре факела достигает 1 500—1 600° С, то в большинстве случаев частички золы плавятся, образуя так называемый шлак, и летят вместе с продуктами сгорания (топочные газы) в виде жидких или тестообразных капелек. Более крупные частички шлака, слипшиеся на лету или скопившиеся на трубках топочных экранов и потом оторвавшиеся от них, падают на дно топки, скатываются в твердом виде по откосам холодной воронки 3 и попадают в шлаковый комод 4, где они охлаждаются струями воды. Основная масса мелких частиц золы (80—90%) уносится с газами из топки. Рассмотренный способ удаления шлака из топочной камеры называется сухим шлакоудалением.

При жидком шлакоудалении шлак скапливается на плоском поду топочной камеры в жидком виде и сливается непрерывной струей через специальную летку.

Стены топочной камеры покрыты трубками, образующими радиационные поверхности нагрева (топочные экраны). По ним циркулирует вода, которая под влиянием излучения факела кипит, образуя пар.

Процесс сгорания идет одновременно с отводом тепла от продуктов сгорания. Уже в нижней части топки горение в основном заканчивается, поэтому при дальнейшем движении газов по топочному объему температура газов, отдающих тепло излучением, постепенно падает. На выходе из топочной камеры она обычно снижается до 1 000—1 200° С для того, чтобы частички шлака, летящие в потоке топочных газов, могли застыть. Этим исклю-

* Для ТЭЦ — 140 ата, 580° С без вторичного перегрева.

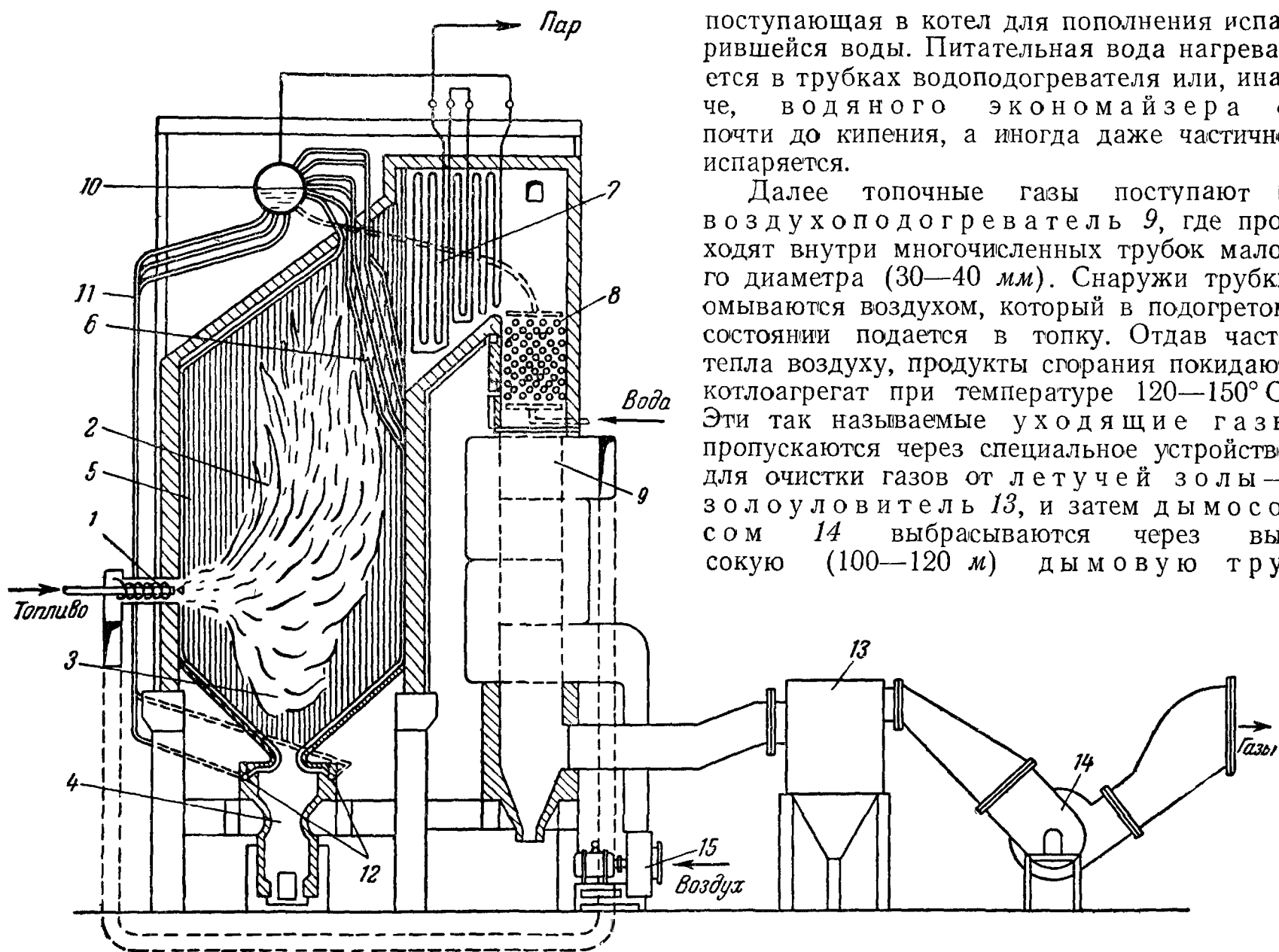


Рис. 1-3. Принципиальная схема котлоагрегата.

1 — горелка; 2 — топочная камера; 3 — холодная воронка; 4 — шлаковый комод; 5 — экраны; 6 — фестон; 7 — пароперегреватель, 8 — экономайзер; 9 — воздухоподогреватель; 10 — барабан котла, 11 — опускные трубы, 12 — коллекторы; 13 — золоуловитель, 14 — дымосос; 15 — дутьевой вентилятор

чается налипание частичек вязкого, тестообразного шлака на трубы поверхностей нагрева, расположенные в горизонтальном газоходе, в который газы поступают из топки. Газоход заполнен пучками труб малого диаметра ($d_{нар} = 30-50 \text{ мм}$), образующими конвективные поверхности нагрева. На входе в газоход пучки разрежены, образуя так называемый фестон 6. По трубам 7, расположенным за фестоном, движется пар, который, отнимая тепло от топочных газов, перегревается до $540-600^\circ \text{С}$. В связи с этим данная часть котлоагрегата носит название пароперегревателя.

Проходя между трубками пароперегревателя, газы остывают до $500-600^\circ \text{С}$ и затем поворачивают в опускной газоход, заполненный рядами трубок, по которым проходит так называемая питательная вода,

поступающая в котел для пополнения испарившейся воды. Питательная вода нагревается в трубках водоподогревателя или, иначе, водяного экономайзера 8 почти до кипения, а иногда даже частично испаряется.

Далее топочные газы поступают в воздухоподогреватель 9, где проходят внутри многочисленных трубок малого диаметра (30—40 мм). Снаружи трубки омываются воздухом, который в подогретом состоянии подается в топку. Отдав часть тепла воздуху, продукты сгорания покидают котлоагрегат при температуре $120-150^\circ \text{С}$. Эти так называемые уходящие газы пропускаются через специальное устройство для очистки газов от летучей золы — золоуловитель 13, и затем дымососом 14 выбрасываются через высокую (100—120 м) дымовую тру-

бу в атмосферу. Отсасывая газы из котлоагрегата, дымосос поддерживает в газоходах и топочной камере разрежение. В топке оно составляет 5—30 мм вод. ст., а в газоходе за котлом — до 200 мм вод. ст. Таким путем предотвращается попадание продуктов сгорания из топки и газоходов в помещение котельной, но создается возможность присоса холодного воздуха в топочную камеру и газоходы. Во избежание последнего наружную поверхность обмуровки топки и газоходов тщательно уплотняют, устанавливая обшивку из листового железа или специальной газонепроницаемой штукатурки.

Воздух забирается из-под крыши здания котельной дутьевым вентилятором 15 и подается сначала в воздухоподогреватель и далее в топку.

Мелкая летучая зола, выделившаяся в зо-

лоуловителе, и более крупные частицы шлака, выпавшие в топке, смываются струями воды и транспортируются по трубопроводам на золовые отвалы, расположенные вблизи станции.

Питательная вода, нагретая в регенеративных подогревателях турбинной установки до температуры 215—240° С, поступает в водяной экономайзер и в барабан 10 котла. Последний представляет собою горизонтальный цилиндр диаметром (внутренним) 1 500—1 800 мм и длиной до 15—20 м, наполовину заполненный водой. Большой диаметр барабана и высокое внутреннее давление заставляют делать барабан толстостенным (80—120 мм).

К барабану присоединены многочисленные трубы, по которым в него поступает пароводяная смесь из топочных экранов. В барабане пар отделяется и уходит в пароперегреватель, а оставшаяся вода смешивается с подаваемой питательной водой и по специальным опускным необогреваемым трубам, расположенным снаружи топочной камеры, поступает к нижним коллекторам экранов. Эти коллекторы представляют собой горизонтальные трубы большого диаметра ($d_{вн} = 150—200$ мм), к которым приварены многочисленные экранные трубы малого диаметра ($d_{вн} = 50—60$ мм). Из коллекторов вода распределяется по экраным трубам и, поднимаясь по ним, частично испаряется за счет излучения факела.

Получившаяся пароводяная смесь поступает в барабан.

Движение воды по питательным трубопроводам и экономайзеру сопровождается потерей части давления, а поэтому питательный насос должен развивать напор, превышающий давление в барабане.

Точно так же пар, проходя через пароперегреватель, теряет часть давления, и поэтому давление в барабане выше, чем давление перегретого пара, покидающего котлоагрегат.

В опускные трубы экранов вода поступает из барабана и после прохождения экранов возвращается в тот же барабан в виде пароводяной смеси. За счет чего же происходит движение воды и пароводяной смеси по этому замкнутому контуру?

В опускных трубах вода находится при температуре, близкой к температуре кипения, но эти трубы не обогреваются. Поэтому парообразование в них не имеет места, и эти трубы постоянно заполнены водой с удельным весом, соответствующим температуре кипения.

В подъемных трубах имеет место парообразование, и трубы заполнены смесью пара и воды. Удельный вес этой смеси значительно меньше, чем удельный вес воды. Поэтому общий вес столба смеси в экранных трубах гораздо меньше, чем вес столба воды в опускных. Это и создает напор естественной циркуляции, доходящий в высоких топках до 0,5—0,8 ат. Под влиянием этого напора вода проходит через опускные трубы и поступает в экранные, где за счет парообразования удельный вес поступающей среды уменьшается, и таким образом процесс естественной циркуляции идет непрерывно.

В некоторых случаях для организации движения воды по циркуляционному контуру применяют специальные циркуляционные насосы. Это позволяет получать в трубах большие скорости циркуляции и поддерживать их независимо от того, насколько интенсивно идет парообразование в котле.

В таких котлах с принудительной циркуляцией насосы развивают обычно напор в 3—5 раз больше, чем он получается в котлах с естественной циркуляцией.

Как в наиболее распространенных котлах с естественной циркуляцией, так и в котлах с принудительной циркуляцией должны быть обеспечены надежный подвод воды ко всем экраным трубам и отвод пара из них при всех условиях работы котла. Обогрев экранных труб настолько интенсивен, что даже очень короткие перерывы в отводе тепла (10—16 сек) могут повести к сильному перегреву трубы и разрыву ее под влиянием внутреннего давления.

Ухудшающими охлаждение труб, а поэтому недопустимыми являются и отложения (накипь), появляющиеся на внутренней поверхности трубы при неправильном водном режиме котла. Обычно эти отложения образуются из слаборастворимых в воде солей кальция и магния — так называемых солей жесткости. Поэтому содержание этих солей в питательной воде должно быть сведено к минимуму (вода должна быть глубоко умягчена). Однако при высоких температурах растворимость солей кальция и магния падает настолько сильно, что избежать выпадения их из раствора обычно не удастся. Поэтому в котловую воду добавляют химические соединения, образующие с кальцием и магнием не твердую накипь, отлагающуюся на поверхностях нагрева, а мелкую взвесь (шлам), выпадающую в объеме котловой воды.

Для предотвращения накопления легко растворимых солей и шлама в котловой воде из циркуляционного контура непрерывно отводится — продувается часть воды. Величина этой непрерывной продувки зависит от чистоты питательной воды и допустимой концентрации солей в циркуляционном контуре и составляет обычно 1—2% от паропроизводительности котла.

Увеличение продувки нежелательно, так как это приводит к увеличению потери тепла, уносимого продувочной водой, а также добавка воды, прошедшей предварительную подготовку (умягчение).

Пар, поступающий в турбину, должен быть очень чистым, так как даже весьма небольшое загрязнение лопаток приводит к снижению экономичности, а затем и мощности турбины. Допускается не более 0,1 мг нелетучих примесей на 1 кг пара, т. е. загрязнение пара не должно превышать $1 \cdot 10^{-7}$ кг/кг.

Естественно, что получение пара столь высокой чистоты требует и очень полной сепарации пара от котловой воды и ограничения содержания примесей в этой воде.

Отделившийся от воды пар поступает в пароперегреватель, где пар доводится до требуемой температуры (540—600° С). Она должна поддерживаться весьма точно, так как всякое снижение температуры перегретого пара против номинальной уменьшает к. п. д. станции, а всякое повышение температуры сверх той, на которую рассчитаны трубки пароперегревателя, трубопровод и турбина, сильно снижает долговечность этих элементов паросиловой установки. Поэтому температура пара должна поддерживаться на заданном уровне с точностью $\pm 5^\circ$ С. Это требует очень точного регулирования температуры перегрева, осуществляемого в современных мощных котлах при помощи соответствующих автоматических устройств.

Необходимо также поддерживать на постоянном уровне и давление пара, так как при снижении давления уменьшается экономичность турбины, а при значительном понижении давления она не развивает полной мощности; при превышении давления увеличиваются напряжения в трубах, барабанах, коллекторах и т. п.

Колебание давления в котельном агрегате является следствием нарушения равновесия между количеством пара, образующегося в его поверхностях нагрева, и количеством пара, отводимым из барабана. Это может происходить при изменении нагрузки турбины, а так-

же при изменении количества или качества топлива, подаваемого в топку.

В современных мощных котельных агрегатах в случае резкого нарушения теплового равновесия давление изменяется сравнительно быстро. Поэтому обычно поддержание давления путем изменения подачи топлива и соответственно воздуха в топку также осуществляется автоматически.

При работе котла необходимо поддерживать в равновесии и материальный баланс, подавая в котел количество воды в соответствии с паропроизводительностью и непрерывной продувкой. Если воды будет поступать больше, чем нужно, уровень ее в барабане начнет повышаться и усилится унос капель воды с паром, т. е. снизится чистота пара. При сильном переполнении барабана в пароперегреватель может быть увлечено так много воды, что на ее испарение пойдет много тепла, и перегрев пара настолько упадет, что возникнет опасность повреждения турбины и потребуются ее аварийное отключение. Наоборот, в случае недостаточной подачи воды уровень начнет снижаться, и это приведет к нарушению нормального поступления воды к экранам, перегреву металла и повреждению экранных труб.

Поэтому подача воды регулируется автоматически так, чтобы уровень воды в барабане поддерживался в заданных пределах.

Работа всех этих автоматов контролируется путем измерения всех параметров работы котлоагрегата: расхода пара, подачи воды, давления и температуры пара, уровня в котле и большого числа других величин.

Показания приборов, измеряющих все величины, контролирующие работу котлоагрегата и всех его вспомогательных механизмов, сосредоточены на специальном щите управления, на котором также находятся приборы дистанционного управления, позволяющие перейти на ручное управление в случае неисправности какого-либо автомата и проводить со щита дистанционно все автоматизированные операции, включая открытие и закрытие всех запорных органов на трубопроводах, пуск и останов отдельных вспомогательных механизмов и даже пуск и останов всего котлоагрегата в целом.

Этот щит управления может находиться или в здании котельной вблизи котлоагрегата или в специальном помещении.

Кроме барабанных котлов (с естественной или принудительной циркуляцией), применя-

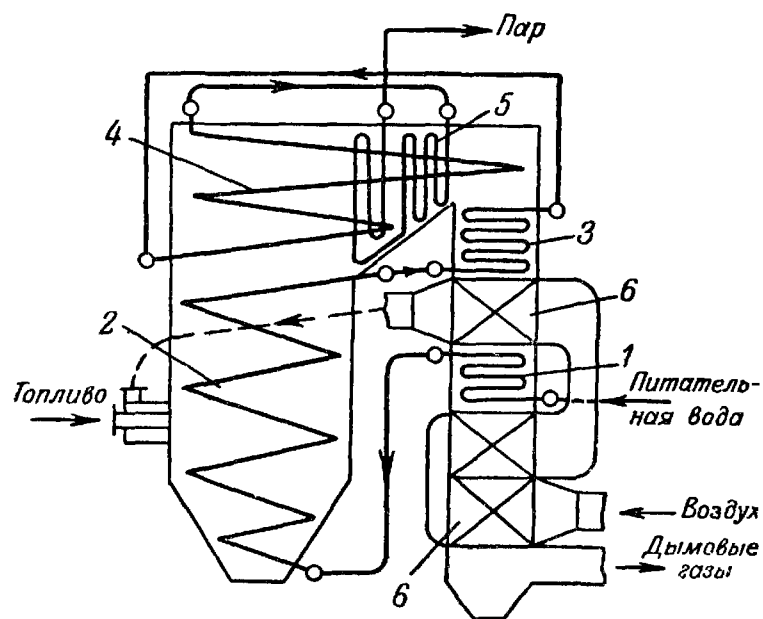


Рис. 1-4. Принципиальная схема прямооточного котла. 1 — экономайзер; 2 — испарительная поверхность нагрева (радиационная); 3 — переходная зона (конец испарения и начало перегрева); 4 и 5 — пароперегреватели; 6 — воздухоподогреватель.

ются прямооточные котлы. Схема такого котла показана на рис. 1-4. Как видно из схемы, в прямооточном котле нет барабана и вода из экономайзера 1 поступает непосредственно в испарительные поверхности нагрева 2 и 3. В трубах этих поверхностей вода испаряется полностью, и пар далее поступает в пароперегреватели 4 и 5.

Таким образом, вода проходит весь агрегат без многократной циркуляции — напрямую, почему такие котлы и называются прямооточными.

Отсутствие барабана удешевляет котлоагрегат. Однако, с другой стороны, в таких котлах отсутствует продувка и все примеси, содержащиеся в питательной воде, должны либо отложиться на поверхности труб, либо быть унесенными с паром в турбину. Конечно, и то и другое весьма нежелательно, а поэтому прямооточные котлы должны питаться очень чистой водой. Прямоточные котлы применяются, как правило, только на станциях без отдачи пара на производство, где добавок питательной воды невелик и можно иметь очень чистую добавочную воду при умеренных затратах. Вместе с тем надо учитывать, что по мере повышения давления отделение пара от воды, обеспечивающее в барабанных котлах возможность работы с водой пониженного качества, становится все более трудным и при очень высоких давлениях и барабанные котлы становятся очень требовательными к качеству воды. Поэтому при очень высоких давлениях прямооточные котлы применяются более широко.

При давлениях больше критического ($p \geq 225 \text{ ат}$) могут применяться только прямооточные котлы; практически барабанные котлы не применяют уже и при давлениях порядка 200 ат.

1-3. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ ГЕНЕРАЦИИ ПАРА НА АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

В атомных электростанциях тепло, необходимое для получения пара, выделяется за счет цепной реакции распада ядер тяжелых элементов — урана или плутония.

Эта реакция происходит в специальном агрегате — ядерном реакторе. В большинстве случаев (рис. 1-5) выделяющееся в реакторе 1 тепло отводится из него потоком теплоносителя (газы или вода под давлением, расплавленный металл и т. п.).

Поток теплоносителя, перекачиваемый специальными насосами 2, циркулирует по первичному контуру через реактор, в котором теплоноситель нагревается, и теплообменник-парогенератор 3, в котором он охлаждается, отдавая тепло для выработки пара.

Пар, так же как на обычной паротурбинной станции, поступает в турбину 4, пройдя ее, конденсируется в конденсаторе и питательными насосами перекачивается обратно в парогенератор, образуя рабочий или вторичный контур.

В некоторых случаях (реакторы, охлаждаемые жидким металлом) между первичным и рабочим контурами вводится еще один промежуточный контур теплоносителя. (рис. 1-6).

На всех атомных станциях с охлаждением реактора специальным теплоносителем получение пара происходит за счет охлаждения этого теплоносителя в теплообменнике-парогенераторе. В настоящее время нагрев тепло-

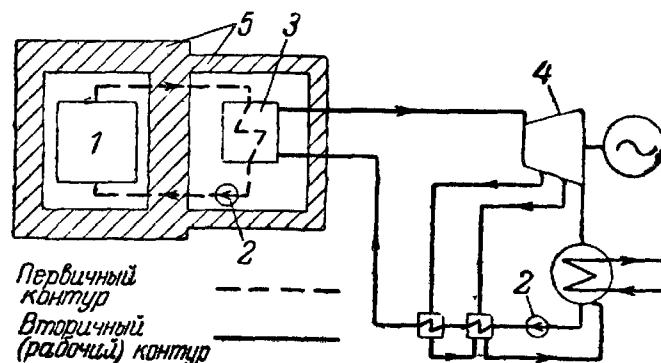


Рис. 1-5. Принципиальная схема атомной станции с теплоносителем.

1 — реактор; 2 — насосы; 3 — теплообменник-парогенератор; 4 — паровая турбина; 5 — защита.

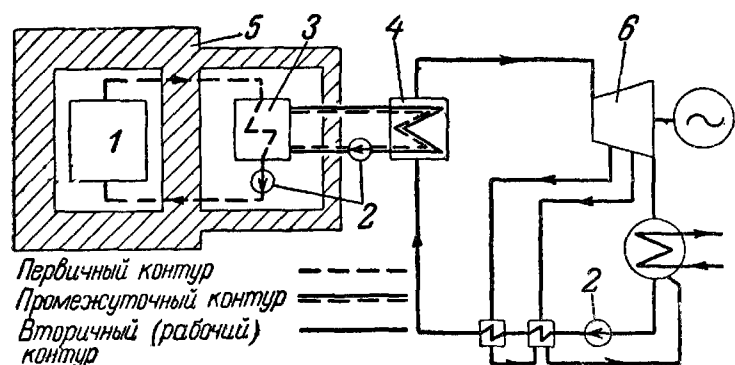


Рис. 1-6. Схема атомной станции с жидкометаллическим теплоносителем.

1 — реактор; 2 — насосы; 3 — промежуточный теплообменник; 4 — теплообменник-парогенератор; 5 — защита; 6 — турбина.

носителя происходит, как правило, до невысокой температуры ($270\text{—}450^\circ\text{C}$). Поэтому и давление получаемого пара невелико (в большинстве случаев $30\text{—}40\text{ атa}$). Перегрев пара также невелик, а во многих случаях вообще отсутствует, и турбины работают на насыщенном паре.

В соответствии с этим теплообменник-парогенератор может состоять либо из всех трех частей: водоподогревателя-экономайзера, испарителя и пароперегревателя, либо из двух (экономайзер и испаритель), либо даже вообще из одного (испаритель).

Как известно, цепная реакция распада сопровождается мощным проникающим излучением (нейтроны и γ -лучи). Поэтому реактор окружается биологической защитой 5, предохраняющей персонал от вредного воздействия излучения. Протекающий через реактор теплоноситель также становится в большей или меньшей степени радиоактивным. Поэтому первичный контур и теплообменник-парогенератор также требуют защиты, хотя и менее мощной. Особенно радиоактивным становится натрий, применяемый в качестве жидкометаллического теплоносителя.

Рабочее тело, проходящее по вторичному контуру (вода и пар), остается практически не радиоактивным, и с этой точки зрения условия работы турбогенераторной части станции будут такие же как и на станциях, использующих органическое топливо,

Иначе обстоит дело на атомных станциях с кипящим реактором (рис. 1-7). В таких установках образование пара происходит в самом реакторе, который, таким образом, является и парогенератором.

Вода, проходящая под давлением через активную зону реактора, частично испаряется, и пароводяная смесь поступает в бара-

бан, где пар отделяется, а вода циркуляционными насосами снова прокачивается сквозь реактор. Таким образом, сам реактор является барабанным котлом с многократной принудительной циркуляцией (в малых установках применяют и схемы с естественной циркуляцией).

Пар, отделившийся в барабане, либо прямо направляется в турбину (схема с турбиной насыщенного пара), либо перегревается в специальных каналах реактора.

В последнем случае реактор является также и пароперегревателем.

Как видно из этих схем, пар, полученный в реакторе, непосредственно направляется в турбину. Это сильно упрощает и удешевляет установку; однако, так как вода и пар под влиянием облучения становятся радиоактивными, требуются окружение паропровода и турбины биологической защитой и управление ими на расстоянии.

Активность пара, связанная с тем, что радиоактивным становится входящий в его состав кислород, очень короткоживущая и уже через несколько минут после выключения реактора падает до ничтожно малых величин. Загрязнения воды и пара могут содержать и долгоживущие изотопы; их отложения по рабочему контуру могут сделать его недоступным для ремонта на длительное время. Поэтому в таких установках особое значение имеет высокая чистота пара.

Следует отметить, что атомные станции могут выполняться как в виде КЭС, так и в виде ТЭЦ. Строительство последних несколько затрудняется тем, что вокруг атомной станции считается необходимым иметь защитную (незаселенную) зону в связи с возможным выбросом радиоактивных веществ при какой-либо значительной аварии.

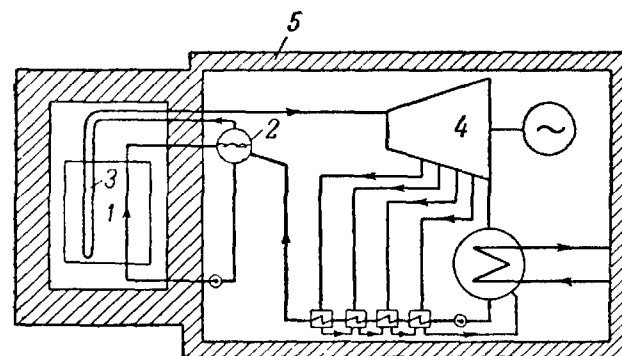


Рис. 1-7. Схема атомной станции с кипящим реактором перегретого пара.

1 — реактор; 2 — барабан; 3 — каналы пароперегревателя; 4 — турбина; 5 — защита.

Размещение такой зоны вблизи крупных городов, где вообще зачастую трудно найти свободную площадку для строительства мощной ТЭЦ, естественно, может быть затруднительно. Однако ТЭЦ очень большой мощности могут быть удалены от города на такое

расстояние (20—40 км и более), при котором этот вопрос практически отпадает. Поэтому в дальнейшем возможно строительство наряду с атомными конденсационными электростанциями и мощных атомных ТЭЦ, как отопительных, так и промышленных.

ГЛАВА ВТОРАЯ ТОПЛИВО

2-1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ТОПЛИВО

Топливом (с технической точки зрения) называют вещество, которое целесообразно использовать для получения больших количеств тепла.

В настоящее время основным источником получения тепла во всем мире является органическое топливо.

Обычно для получения тепла прибегают к реакции быстрого окисления топлива, т. е. горению. Для этой цели применяют преимущественно ископаемые органические топлива: уголь, торф, горючие сланцы, природный газ и продукты переработки нефти.

В последнее время в качестве источника тепла начинает получать распространение ядерное топливо. В этом случае тепло выделяется при цепных реакциях распада ядер некоторых изотопов тяжелых элементов: природного изотопа урана U^{235} и искусственно получаемых изотопов плутония Pu^{239} и урана U^{233} . Теплота сгорания ядерного топлива равна примерно 20 млрд. ккал/кг.

Природные урановые руды содержат в основном изотоп урана U^{238} . Лишь около 0,7% их составляет изотоп U^{235} . В условиях протекания ядерных реакций в реакторах происходит образование из урана U^{238} другого ядерного топлива — плутония Pu^{239} . Таким образом, ядерные процессы в реакторах протекают всегда с большим или меньшим воспроизводством ядерного горючего.

Источником получения ядерного топлива служит также природный элемент торий Th^{232} . В реакторах торий превращается в способный к цепной реакции распада изотоп урана U^{233} .

В настоящее время суммарные мировые запасы богатых и бедных руд урана оцениваются (считая на металл) величиной порядка 25 млн. т, а тория — 1 млн. т. Кроме того, имеется свыше 150 млн. т бедных (с содержанием порядка 0,1% окиси урана) и убогих

(с содержанием около 0,01% окиси урана) урановых руд.

Из табл. 2-1, в которой приведены данные об энергетических ресурсах мира (кроме древесных запасов и гидроэнергии), видно, что ядерное топливо составляет 95,6% от мировых энергетических ресурсов. Доля органического топлива составляет только 4,4%. Однако даже U^{235} и Pu^{239} распадается не полностью; часть их атомов (10—20%) в результате захвата нейтронов переходит в практи-

Таблица 2-1

Мировые энергетические ресурсы¹
(без учета древесины и гидроэнергии)

Топливо	Мировые запасы, млрд. т. или 10^{12} м ³	Теплота сгорания ккал/кг. или ккал/м ³	Потенциальная выработка энергии, 10^6 кВт·ч	Доля общих запасов, %
Органическое топливо				
Твердое топливо	3 700	5 000—7 000	25	4
Нефть:				
предполагаемые месторождения	86,5	10 000	1	0,16
разведанные месторождения	14,2	10 000	0,17	0,03
Сланцы	86	10 000	1	0,16
Природный газ	15,7	9 000	0,17	0,03
Итого . . .			~27	4,4
Ядерное топливо				
Уран	$25 \cdot 10^{-3}$	$19,6 \cdot 10^9$	570	92
Торий	$1 \cdot 10^{-3}$	$19,6 \cdot 10^9$	23	3,6
Итого . . .			593	95,6
Всего . . .			~620	100,0

¹ По данным журнала „Вопросы ядерной энергетики“, 1957, № 1.

чески непригодные для использования U^{236} и соответственно Pu^{240} . Кроме того, после выжигания лишь небольшой части ядерного топлива его приходится направлять в переработку для очистки от продуктов деления. В каждом цикле переработки неизбежны потери ядерного топлива, и при большом числе циклов значительная часть горючего теряется. Поэтому трудно ожидать, чтобы удалось использовать более 15—20% всего ядерного топлива. С учетом этого доля ядерного топлива в общих запасах снизится примерно до 80%, а органического топлива соответственно возрастет до величины порядка 20%.

Практически безграничными будут сырьевые ресурсы энергетики после того, как будет найдено техническое решение для промышленного использования термоядерных реакций, т. е. процессов соединения ядер изотопов легких элементов с образованием ядер более сложных веществ. Наиболее перспективным видом термоядерной реакции с точки зрения величины энергетических ресурсов можно считать синтез гелия He^4 из тяжелого изотопа водорода — дейтерия H^2 (D), который имеется в природном водороде. Содержание дейтерия в природном водороде весьма невелико, но вследствие огромных абсолютных количеств водородных соединений, в первую очередь в природных водах, запасы дейтерия практически неисчерпаемы.

В Советском Союзе имеются огромные запасы всех основных видов органического топлива (табл. 2-2).

Таблица 2-2

**Топливные запасы СССР
(общегеологические)**

Вид топлива	Запасы (по данным 1957 г.)	
	натуральный вес, млрд. т	% к мировым
Уголь	8 670	57,0
Нефть	6,4*	55,0
Природный газ (млрд. m^3) . .	936*	—
Торф (воздушно-сухой) . .	158,1	50,8
Горючие сланцы	60,5*	—

*По данным 1937 г.

СССР занимает первое место в мире по доступным для промышленного использования разведанным запасам ископаемых углей, нефти и торфа, а также имеет очень большие запасы природного газа.

В дореволюционной России наиболее употребительным топливом была древесина. В топливном балансе страны она занимала

около 60%. Это приводило к хищническому уничтожению лесных массивов в наиболее населенных районах, так как потребление дров значительно превышало естественный прирост лесов.

Добыча угля и нефти в России была сосредоточена главным образом на юге Европейской части. В 1913 г. Донецкий бассейн поставлял 87% от всей угледобычи страны, а кавказская нефть составляла почти 97% нефтедобычи России.

Концентрация топливдобывающей промышленности на юге Украины и на Кавказе вовсе не была обусловлена неизведанностью природных богатств недр России. Еще задолго до Великой Октябрьской социалистической революции было известно много угольных и нефтяных месторождений, которые имели даже большие запасы горючих ископаемых и часто более благоприятные горногеологические условия добычи, чем эксплуатируемые месторождения. Так, например, уже в 1913 г. считалось, что в Донецком бассейне сосредоточено лишь 23,7% всех угольных запасов России. Были известны крупные залежи угля в восточных районах страны, в Подмосковном бассейне, на Украине. Богатейшие месторождения нефти в Поволжье и на реке Ухте были обнаружены еще в начале XVIII века. Однако все эти месторождения очень мало или даже совсем не разрабатывались.

Социалистическая реконструкция и индустриализация народного хозяйства, начавшаяся в нашей стране после Великой Октябрьской социалистической революции, требовали коренной перестройки всей топливдобывающей промышленности. Необходимо было создать топливные базы в Центральном промышленном районе Европейской части страны, на Урале и в восточных районах. Это должно было освободить от дальних перевозок топлива транспорт, который в тот период был крайне отсталым и работал с большой перегрузкой, а также значительно снизить стоимость топлива, так как в то время железнодорожные перевозки были очень дороги. Стоимость донецкого угля в центральных районах страны была примерно в 3 раза дороже, чем на месте добычи. Еще выше была стоимость нефти.

По инициативе В. И. Ленина, придававшего большое значение широкому использованию низкосортных топлив с наименьшими затратами на добычу и перевозку, было намечено по плану ГОЭЛРО строительство ряда электрических станций, использующих мест-

ные низкосортные топлива (Каширской, Шатурской и др.).

Добыча топлива в Советском Союзе развивалась очень быстрыми темпами, значительно превышающими темпы роста в наиболее развитых капиталистических странах. Так, например, за период с 1937 по 1952 г. добыча топлива возросла в СССР на 92,8%, в США на 54,1%, во Франции на 26%, а в Англии сократилась на 6,5%. В 1955 г. добыча топлива в нашей стране была в 2,6 раза больше, а к концу VI пятилетнего плана в 1960 г. будет примерно в 4,1 раза больше, чем в 1937 г.

Таблица 2-3

Топливный баланс СССР

Топливо	Добыча в 1955 г.		План 1960 г.	
	млн. т	%	млн. т	%
Уголь	392,7	70,4	593	60,0
Нефть	69,8	22,5	135	26,0
Природный газ (млрд. м ³)	8,24	2,2	60	9,7
Торф	48,52	4,2	72	3,7
Горючие сланцы	10,4	0,7	15	0,6
Итого	—	100,0	—	100,0

В табл. 2-3 представлен топливный баланс СССР в 1955 г. и принятый в VI пятилетнем плане на 1960 г. Из этих данных видно, что пока основное место в топливном балансе нашей страны занимает уголь. Однако доля его снижается, а роль нефти, и особенно природного газа, увеличивается.

По предварительным наметкам в 1972 г. добыча угля в нашей стране будет доведена до 650—750 млн. т, нефти — до 350—400 млн. т, добыча и производство газа — до 270—320 млрд. м³ в год. Это резко изменит структуру топливного баланса страны: доля угля снизится примерно до 37%, а нефти и газа возрастет до 67%.

Изменение топливного баланса в сторону более широкого использования нефти и газа объясняется тем, что по своим экономическим показателям (капитальным затратам на добычу и себестоимости) они имеют значительные преимущества по сравнению с твердым топливом.

Самым дешевым топливом является природный газ. Себестоимость добычи его в 1954 г. была в 6,6 раза ниже средней себестоимости добычи эквивалентного (по теплоте сгорания) количества угля в 9 раз ниже

себестоимости сланцев и в 2,6 раза ниже себестоимости нефти.

Не только непосредственно в районе добычи, но даже при передаче по газопроводу большой мощности на расстояние 1 000—1 200 км природный газ значительно дешевле, как привозного донецкого угля, так и подмосковного угля и торфа.

Высокими экономическими показателями по сравнению с добычей угля характеризуется и добыча нефти. В 1954 г. средняя себестоимость добычи нефти была в 2,6 раза ниже средней себестоимости добычи эквивалентного (по теплоте сгорания) количества угля.

Кроме того, эффективность использования природного газа и нефти по сравнению с твердым топливом в энергетике оказывается несколько более высокой, а стоимость оборудования — более низкой.

Больше половины общей добычи ископаемых углей в СССР идет на нужды промышленности и транспорта. Важнейшим направлением использования угля является его коксование для металлургической промышленности.

К качеству топлива, идущего на получение кокса, предъявляют высокие требования. Оно должно обладать хорошей коксуемостью, т. е. давать спекшийся или сплавленный плотный кокс с достаточно большой механической прочностью. Кроме того, в топливе должно содержаться минимальное количество серы и минеральных негорючих веществ, так как присутствие их в топливе резко ухудшает свойства кокса. Поэтому для коксования используют высококалорийные спекающиеся и слабоспекающиеся каменные угли, в которых содержание негорючих веществ и серы предварительно снижается на обогатительных установках.

В результате обогащения угля получают высококалорийный концентрат, промежуточный продукт с повышенным (в 2—3 раза) содержанием негорючих примесей по сравнению с углем, поступившим на обогащение, и хвосты, содержащие до 50—70% породы. Легче других обогащаются каменные угли и антрацит Донецкого бассейна. В Кузнецком бассейне трудно обогащается лишь араличевский уголь. Трудно обогатимыми являются угли уральских месторождений, Карагандинского и Подмосковного бассейнов, что обусловлено сравнительно равномерным распределением в массе угля мелкой пустой породы.

Промежуточные продукты обогащения углей используются в качестве топлива круп-

ными тепловыми электростанциями. Сжигание сильно озоленных хвостов обогащения производится только в смеси с промпродуктами.

Энергетическими топливами в СССР являются горючие ископаемые, которые по своим свойствам непригодны для технологических нужд (неспекающиеся или спекающиеся, но трудно обогащаемые каменные угли), низкокалорийные топлива (бурные угли, торф, горючие сланцы), антрацитовая мелочь (штыб) и отходы углеобогащения. В ряде случаев (при отсутствии вблизи места добычи промышленных потребителей для технологических нужд) высококалорийные хорошо коксующиеся угли используются и в качестве энергетического топлива (например, угли Печорского бассейна).

Большую часть ископаемых углей добывают подземным способом, т. е. в шахтах. В последние 15—20 лет стала развиваться добыча угля открытым способом (в карьерах).

Уголь, добываемый открытым способом, отличается обычно несколько большей влажностью и зольностью, чем при подземной добыче. Однако по мере углубления угольного карьера содержание балласта уменьшается. При открытом способе добычи топлива капитальные затраты в 1,5—2 раза меньше, а себестоимость в 3—4 раза ниже, чем при подземном способе. Поэтому в ближайшие годы намечено резко повысить добычу бурых и каменных углей в карьерах, доведя ее в 1960 г. до 20,6% по весу от общей добычи углей.

В значительной части энергетическими топливами являются также природный газ и отходы нефтеперегонных заводов — мазут, особенно сернистый.

Так как древесина является ценнейшим сырьем деревообрабатывающей и химической промышленности для получения бумаги, спирта, глюкозы, вязкого волокна, пластмассы и т. д., в топках котельных агрегатов сжигаются лишь ее отходы (щепа, опилки).

2-2. ХИМИЧЕСКИЙ СОСТАВ ТОПЛИВ

Органическое топливо состоит из горючих веществ, негорючих минеральных примесей и влаги.

Горючая масса топлив представляет собой смесь высокомолекулярных соединений, состоящих из углерода, водорода, кислорода и других элементов.

Древесное топливо состоит в основном из клетчатки ($C_6H_{10}O_5$), образующей стенки клеток, и межклеточного вещества со сложной молекулярной структурой — лигнина ($C=54\div 58\%$, $H=5,8\div 6,3\%$, $O=35\div 39\%$). Содержание в древесине клетчатки достигает 50—70%, лигнина 20—30%; несколько процентов составляют воски, смолы, жирные кислоты.

Древесина представляет собой скопление ячеек, заполненных воздухом. Чем мельче ячейки, тем плотнее древесина и единица объема ее содержит больше горючей массы. Наибольшей плотностью обладают дубовые, березовые, буковые дрова, наименьшей — сосновые, осиновые, еловые.

Ископаемые твердые топлива характеризуются общностью происхождения горючей части. Они произошли в основном из растительной массы, но содержат также большее или меньшее количество белковых и жировых веществ животного происхождения.

В течение многих тысячелетий остатки растительного и животного мира под давлением вышележащих слоев почвы и без доступа воздуха подвергались процессам преобразования. Большую роль в этих процессах играли бактерии и вода. Наряду с процессами разложения органической массы с последующими превращениями продуктов распада протекали также процессы синтеза, приводившие к образованию новых веществ, не присутствовавших в исходном материале.

Процессы преобразования исходной органической массы протекали с постепенным обуглероживанием (углефикацией) топлива, т. е. повышением в нем содержания углерода и уменьшением количества кислорода, водорода и азота. Чем больше степень углефикации топлива, тем больше в нем углерода. Продуктами последовательных стадий углефикации являются торф, бурый уголь, каменный уголь и антрацит.

Разнообразие видов твердых ископаемых топлив обусловлено различием состава исходной материнской массы и условий, при которых происходили процессы ее преобразования.

Начальные стадии разложения в толще отмершей многоклеточной наземной растительности, происходящие в заболоченных местах, где слой воды препятствует свободному доступу воздуха, называются оторфением.

На стадии оторфенения окислительные

процессы протекают в значительной мере за счет кислорода, входящего в состав клетчатки и лигнина. При этом понижается содержание кислорода и повышается содержание углерода. Наиболее легко разлагается клетчатка, выделяющая газообразные и растворимые в почвенных водах вещества. Лигнин достаточно стоек к биохимическим реакциям. В процессе разложения он переходит сначала в лигнинные, а затем в гумусовые кислоты (гумус — перегной).

Процесс оторфенения приводит к образованию темно-бурой массы — торфа, в котором еще встречаются остатки неразложившихся частей растений (листьев, стеблей). Степень разложения торфяной массы колеблется в очень широких пределах. Наиболее высокая степень разложения достигается в торфяных залежах, образовавшихся в низинных болотах.

Дальнейшие процессы преобразования торфяной массы приводят к образованию бурых углей. Продуктами последующих процессов преобразования бурых углей являются каменные угли и антрацит.

В застойных водоемах мелководных морей, заливах, озерах и лиманах отмирающие микроскопические растительные и животные организмы, водоросли и пр., оседая на дно, образуют ил, состоящий преимущественно из органических веществ (сапрпель). Помимо клетчатки, в нем содержится значительное количество жировых соединений (восков, смол, жирных кислот); лигнина в нем обычно мало. Под водой при слабом доступе воздуха, в условиях длительного воздействия микроорганизмов в этой органической массе происходит повышение содержания углерода. Углефикация сапрпеля приводит к образованию сапрпелевых углей. Буроугольная стадия сапрпелевых топлив носит название богедов.

Скорость протекания процессов разложения исходной материнской массы ископаемых топлив зависит от ряда факторов, из которых немаловажное значение имеют условия залегания, наличие почвенных вод, различные геологические явления (в первую очередь горообразование, могущее значительно изменять давления и температуры в подпочвенных слоях). Поэтому степень углефикации топлива, характеризующая глубину происшедших преобразований материнской массы (т. е. химический возраст топлива), далеко не всегда совпадает с геологическим возрастом топлива. Так, например, бурый

уголь Подмосковского бассейна имеет такой же геологический возраст, как и кизеловский каменный уголь Урала, и геологически древнее каменных углей Донецкого бассейна.

К твердым ископаемым топливам относятся и горючие сланцы. Они представляют собой минеральные породы (глинистые, мергелистые), пропитанные органическими веществами сапрпелевого происхождения.

Естественным жидким топливом является нефть. Наиболее достоверной в настоящее время считают теорию органического происхождения нефти. Согласно этой теории исходными веществами для образования нефти послужили органические соединения, которые представляли собой продукты разложения растительных и животных организмов и были сравнительно устойчивы к химическим и биологическим реакциям. К таким продуктам распада относится главным образом белок. Эти вещества накапливались в осадочных отложениях морей и заносились песком, глиной, известняком. Происходившие в течение длительных периодов времени под влиянием достаточно высокой температуры и давления процессы преобразования исходных органических веществ приводили к образованию жидких и газообразных углеводородов — нефти и горючих газов.

Нефти различных месторождений представляют собой жидкие смеси углеводородов различных молекулярных весов и групп. Кроме того, в них содержится некоторое количество жидких кислородных, сернистых и азотистых соединений.

Естественный газ нефтяных месторождений содержит углеводороды метанового ряда (общая формула C_nH_{2n+2}) с относительно большим количеством тяжелых углеводородов (C_mH_n).

Природный газ чисто газовых месторождений содержит преимущественно метан (CH_4).

В естественных газах обычно имеются небольшие количества негорючих примесей — углекислого газа и азота.

В табл. 2-4 приведен состав некоторых природных газов в процентах по объему.

В искусственных газообразных топливах в отличие от природных газов содержится очень много негорючих примесей — до 60—70% (табл. 2-5). Кроме того, в них присутствуют также водяные пары, частички угля и золы.

Таблица 2-4

Характеристики природных газов

Наименование месторождений	Состав газа, % по объему								Низшая теплота сгорания Q_n^c , ккал/м ³	Удельный вес γ_2^c , кг/м ³
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	N ₂	CO ₂	H ₂ S		
Ставропольское	98,0	0,4	0,2	—	—	1,3	0,1	Следы	8 489	0,730
Дашавское	97,9	0,5	0,2	0,1	—	1,2	0,1	То же	8 523	0,730
Шебелинское	89,9	3,1	0,9	0,4	—	5,2	0,3	То же	8 472	0,790
Ухтинское	88,0	1,9	0,2	0,3	—	9,3	0,3	То же	7 946	0,789
Бугурусланское	76,7	4,5	1,7	0,8	0,6	14,5	0,2	1,0	8 109	0,884

Таблица 2-5

Характеристики искусственных газообразных топлив

Наименование газа	Состав газа, % по объему								Низшая теплота сгорания Q_n^c , ккал/м ³	Удельный вес газа γ_2^c , кг/м ³
	CH ₄	H ₂	CO	C _m H _n	O ₂	CO ₂	N ₂	H ₂ S		
Газ доменных печей (коксовых) . .	0,3	2,7	28,0	—	—	10,2	58,5	0,3	957	1,296
Газ подземной газификации:										
из каменного угля	1,8	11,1	18,4	—	0,2	10,3	57,6	0,6	1 027	1,191
из подмосковного угля	1,8	14,5	10,0	—	—	9,5	63,6	0,6	861	1,146
Газ коксовых печей (очищенный) . .	22,5	57,5	6,8	1,9	0,8	2,3	7,8	0,4	3 958	0,483

Химический состав газообразных топлив определяется сравнительно просто газовым анализом. Горючая же часть жидких и особенно твердых топлив состоит из весьма сложных органических соединений, молекулярное строение и свойства которых изучены пока еще недостаточно. Элементарный химический состав топлив не может дать полного представления о свойствах топлива, так как он не отражает химической природы входящих в него соединений. Однако он дает возможность производить ряд важных технических расчетов (например, подсчет количества необходимого воздуха для полного сгорания топлива, объемов продуктов сгорания и т. д.).

Горючая часть топлив содержит следующие элементы: углерод С, водород Н, кислород О, азот N и серу S.

Элементарный химический состав различных видов топлива дан в табл. 2-6.

Основным элементом горючей части всех топлив является углерод.

Углерод в топливе обуславливает выделение основного количества тепла. Однако чем больше углерода в твердом топливе, тем труднее оно воспламеняется.

Содержание водорода в горючей массе твердых и жидких топлив колеблется

от 2 до 10%. Много его содержится в мазуте и горючих сланцах; меньше всего в антраците. Особенно много водорода в природном газе. При сгорании водород выделяет на единицу веса примерно в 4,4 раза больше тепла, чем углерод.

Значительные количества водорода в топливе способствуют образованию при горении сажи. Поэтому мазут и твердые топлива с большим содержанием водорода часто горят сильно коптящим пламенем.

Таблица 2-6

Элементарный химический состав твердых и жидких топлив

Топливо	Состав горючей массы, %				
	C ^c	H ^c	O ^c	N ^c	S ^c _{ор+к}
Древесина	51	6	42,5	0,5	—
Торф	58	6	33	2,5	0,5
Бурый уголь	64—77	4—6	15—25	1	0,5—7,5
Каменный уголь:					
длиннопла-					
менный	75—80	5—6	10—16	1,5	0,5—7
тощий	88—90	4—4,5	3—4	1,5	1—3
Антрацит	90—93	2—4	2—4	1	0,5—2
Горючие сланцы	60—75	7—9	10—17	1	5—15
Мазут	86—88	10—10,5	0,5—0,8		0,5—3

Кислород и азот в топливе являются органическим балластом. Наличие их в топливе уменьшает содержание в нем горючих элементов — углерода и водорода. Кислород, кроме того, находясь в соединении с водородом или углеродом топлива, тем самым снижает количество тепла, которое выделяется при сгорании топлива.

Особенно велико содержание кислорода в древесине и торфе. По мере увеличения степени углефикации топлива количество кислорода уменьшается.

Азот при сжигании топлива в атмосфере воздуха не окисляется и переходит в продукты сгорания в свободном виде.

Вредной примесью топлива является сера. В твердых топливах она встречается в трех видах: органическая S_{op} , колчеданная S_k и сульфатная S_c . Органическая сера входит в состав сложных высокомолекулярных органических соединений топлива. Колчеданная сера — это чаще всего железный колчедан FeS_2 . Органическая и колчеданная сера при горении топлива окисляются с выделением тепла. Сульфатная сера встречается в топливах в виде сульфатов $CaSO_4$, $MgSO_4$, $FeSO_4$ и т. д. Эти соединения при горении почти не разлагаются и переходят в золу.

Общее содержание серы в топливе может быть записано так:

$$S = S_{op} + S_k + S_c \text{ \%}. \quad (2-1)$$

Содержание серы в твердых топливах обычно невелико, но в некоторых бурых и каменных углях оно доходит до 7—8% на горючую массу топлива.

В нефти сера входит в состав органических соединений.

В природных газах она обычно практически отсутствует; только в попутных газах некоторых нефтяных месторождений содержится немного серы в виде сероводорода H_2S и сернистого газа SO_2 .

При горении серы тепла выделяется примерно в 3,5 раза меньше, чем при горении углерода. Поэтому наличие ее в топливе уменьшает общее количество тепла, выделяемое топливом при сгорании.

В котельных агрегатах наличие серы в топливе вызывает сильную коррозию хвостовых поверхностей нагрева, так как продуктом окисления ее наряду с сернистым газом SO_2 является и серный ангидрид SO_3 , который сильно повышает температуру кон-

денсации водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания.

Наконец, наличие сернистого газа SO_2 в продуктах сгорания топлива, выбрасываемых в атмосферу через дымовую трубу, приводит к вредному загрязнению окружающего воздуха.

Топливо в том виде, в каком оно поступает к потребителю для использования, носит название рабочего. Элементарный химический состав его записывается следующим образом:

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S^p + A^p + W^p = 100\%. \quad (2-2)$$

Здесь C^p , H^p , O^p , N^p , S^p — углерод, водород, кислород, азот и сера, %; A^p — зола, % и W^p — влага, %.

В лабораторных условиях поступившее для анализа воздушно-сухое топливо¹ носит название аналитической пробы топлива, элементарный химический состав которой выражают уравнением:

$$C^a + H^a + O^a + N^a + S^a + A^a + W^a = 100\%. \quad (2-3)$$

Сухая масса топлива получается после удаления из него аналитической влаги. Ее элементарный состав следующий:

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S^c + A^c = 100\%. \quad (2-4)$$

Безводное и беззольное топливо характеризуют элементарным химическим составом горючей массы:

$$C^z + H^z + O^z + N^z + S_{op+k}^z = 100\%. \quad (2-5)$$

Понятие горючей массы топлива является условным, так как в нее входит азот, не окисляющийся в обычных условиях горения. Во всех этих массах топлива сера S включает органическую и колчеданную, т. е.

$$S_{op+k} = S_{op} + S_k \text{ \%}. \quad (2-6)$$

Сульфатная сера входит в состав золы.

В органическую массу топлива входит лишь органическая сера

$$C^o + H^o + O^o + N^o + S_{op}^o = 100\%. \quad (2-7)$$

¹ Воздушно-сухим топливом называют твердое топливо с установившейся в естественных условиях влажностью.

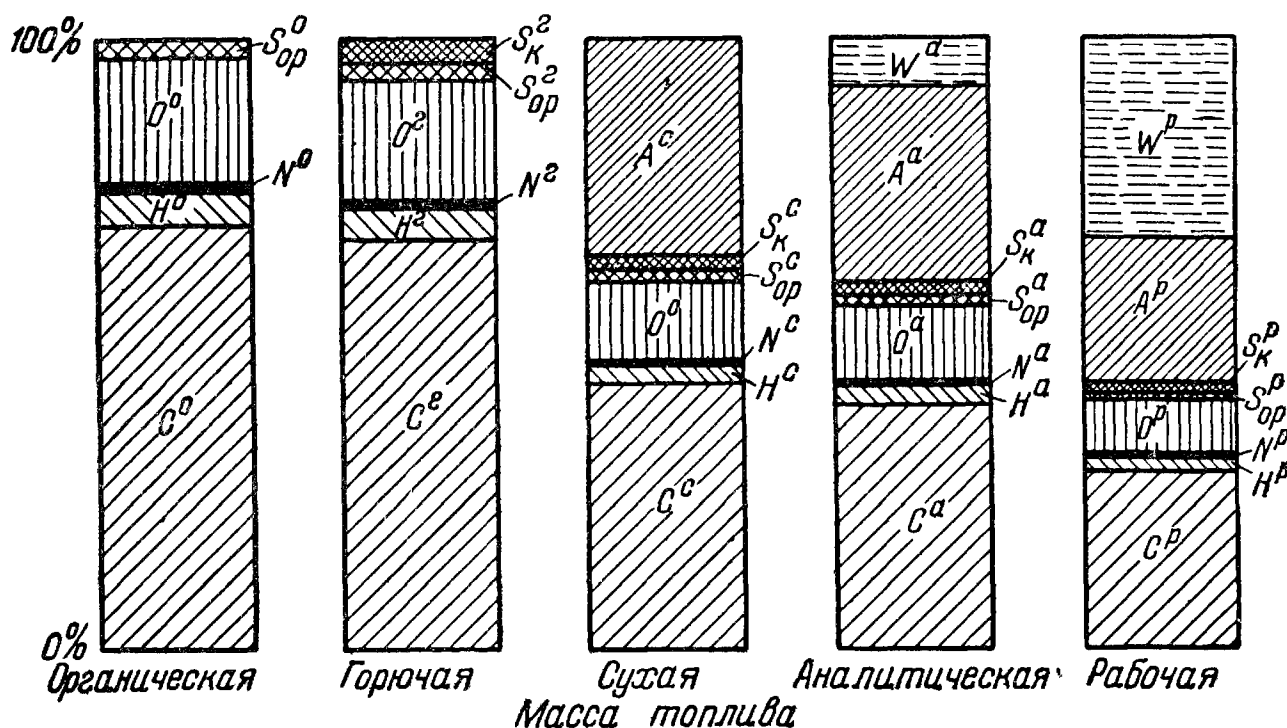


Рис. 2-1. Элементарный химический состав твердого и жидкого топлива.

На рис. 2-1 приведены схемы элементарного состава топлива, выраженного на органическую, горючую, сухую и рабочую массы.

Путем несложных расчетов можно произвести пересчет элементарного состава топлива с одной массы на другую. Для примера выразим содержание углерода в рабочем топливе через содержание его в горючей массе.

На основании уравнения (2-2) содержание в рабочем топливе элементов его горючей массы записывается в таком виде:

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S^p = 100 - (A^p + W^p) \% . \quad (2-8)$$

Сопоставляя полученное уравнение с уравнением (2-5), можем записать:

$$\frac{C^p}{100 - (A^p + W^p)} = \frac{C^g}{100} . \quad (2-9)$$

Тогда

$$C^p = C^g \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} \% . \quad (2-10)$$

Аналогичным образом пересчитываются и другие компоненты рабочей массы топлива. Пересчетный коэффициент при этом будет постоянной величиной, равной $\frac{100 - (A^p + W^p)}{100}$.

Нетрудно получить пересчетные коэффициенты элементарного состава и для других масс топлива: для подсчета процентного содержания рабочего топлива через сухую массу

пересчетный коэффициент равен $\frac{100 - W^p}{100}$, через аналитическую пробу $\frac{100 - W^p}{100 - W^a}$ и т. п.

Свойства топлива зависят от его химического состава. Важнейшими техническими характеристиками топлива являются теплота сгорания, выход летучих веществ, свойства нелетучего остатка, содержание в нем балласта — влаги и золы.

2-3. ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Различают высшую и низшую теплоту сгорания топлива.

Высшей теплотой сгорания топлива называется количество тепла, выделяющееся при полном сгорании 1 кг твердого (жидкого) или 1 м³ газообразного топлива. В высшую теплоту сгорания входит тепло, выделяемое при конденсации водяных паров, которые содержатся в продуктах сгорания топлива.

При сжигании топлива в топках котельных агрегатов уходящие дымовые газы имеют обычно достаточно высокие температуры, при которых влага топлива W^p и влага, образующаяся в результате окисления водорода топлива, находятся в парообразном состоянии. Поэтому в данном случае удобнее применять низшую теплоту сгорания топлива, которая не учитывает скрытую теплоту парообразования водяного пара, содержащегося в продуктах сгорания топлива.

Для рабочей массы топлива разность между высшей Q_s^p и низшей Q_n^p теплотой сгорания равна:

$$Q_s^p - Q_n^p = 600 \left(\frac{9H^p}{100} + \frac{W^p}{100} \right) \text{ ккал/кг.} \quad (2-11)$$

Здесь 600 ккал/кг — средняя величина скрытой теплоты парообразования водяного пара. Коэффициент 9 перед содержанием водорода в топливе H^p стоит потому, что при окислении одной весовой части водорода получается девять весовых частей воды [см. формулу (3-3)].

Низшая теплота сгорания сухой и горючей масс топлива выражается следующими уравнениями:

$$Q_n^c = Q_s^c - 54H^c \text{ ккал/кг;} \quad (2-12)$$

$$Q_n^p = Q_s^p - 54H^p \text{ ккал/кг.} \quad (2-13)$$

Если известна какая-либо теплота сгорания топлива, то, пользуясь соответствующими пересчетными коэффициентами, можно подсчитать теплоту сгорания на любую другую массу топлива. Например,

$$Q_n^p = Q_n^c \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} - 6W^p \text{ ккал/кг,} \quad (2-14)$$

$$Q_n^p = Q_n^c \frac{100}{100 - A^c} \text{ ккал/кг} \quad (2-15)$$

и т. д.

Теплоту сгорания топлива определяют экспериментально. Для этого служат специальные приборы — калориметры.

Сущность определения теплоты сгорания твердых топлив в калориметрах сводится к тому, что небольшое количество топлива (порядка 1 г) сжигается в герметически закрытой калориметрической бомбе, заполненной кислородом под давлением 20—30 ат. Тепло, выделяющееся при сгорании топлива, воспринимается водой, в которую погружена бомба. Теплота сгорания топлива подсчитывается по количеству тепла, полученному водой, с введением поправок на нагрев самого калориметра, теплообмен с окружающей средой, а также с учетом того, что азот и сера в калориметрической бомбе образуют азотную и серную кислоту.

Высшая теплота сгорания топлива, определенная калориметрически, равна:

$$Q_s = Q_6 - (22,5S_6 + \alpha Q_6) \text{ ккал/кг,} \quad (2-16)$$

где Q_6 — тепло, выделяющееся при сгорании топлива в бомбе, ккал/кг;

22,5 — количество тепла, выделяющееся в результате образования и растворения в воде окислов серы, ккал/0,01 кг серы;

S_6 — содержание горючей серы в топливе, % (обычно $S_6 = S_{op+k}$);

α — коэффициент, учитывающий выделение тепла за счет образования и растворения в воде окислов азота. При сжигании антрацита и тощих углей $\alpha = 0,001$, при сжигании остальных углей и горючих сланцев $\alpha = 0,0015$.

Для определения теплоты сгорания газообразных топлив служит газовый калориметр. Принцип действия его состоит в том, что в атмосфере воздуха сжигается топливо, непрерывно подаваемое горелкой в течение некоторого определенного промежутка времени, а выделяющееся при этом тепло воспринимается потоком воды. Для измерения расхода газообразного топлива калориметр снабжается счетчиком; расход воды замеряется путем взвешивания.

Точное аналитическое определение теплоты сгорания твердого и жидкого топлива по их элементарному химическому составу невозможно, так как последний не отражает структуру органических соединений, образующих горючую массу. Общая энергия связей в органических соединениях топлива не может быть подсчитана из-за незнания их строения.

Ряд существующих формул для подсчета теплоты сгорания построен в предположении, что весь содержащийся в топливе кислород связан только с водородом. В действительности же кислород, водород и углерод связаны в очень сложные молекулы с различными энергиями связи. При горении часть тепла затрачивается на разложение сложных молекул веществ, из которых состоит органическая масса топлива. Поэтому при подстановке в качестве коэффициентов к горючим составляющим топлива их теплоты сгорания получаются большие и незакономерные отклонения в обе стороны.

Близкие значения к калориметрическим определениям получаются при пользовании формулой Менделеева, в которой эмпирические коэффициенты несколько отличаются от теплоты сгорания отдельных элементов, входящих в состав топлива.

Формула Менделеева для определения теплоты сгорания твердых и жидких топлив имеет следующий вид:

$$Q_p^p = 81C^p + 300H^p + 26(S^p - O^p) \text{ ккал/кг.} \quad (2-17)$$

Таблица 2-7

Теплота сгорания различных видов топлива

Вид топлива	Теплота сгорания, ккал/кг	
	Q_n^c	Q_n^p
Торф	5 000—6 000	2 000—2 500
Бурый уголь	6 000—7 000	2 500—4 000
Каменный уголь длинно-пламенный	7 000—8 000	5 000—6 000
Каменный уголь тощий	8 000—8 300	6 000—7 000
Антрацит	7 900—8 000	5 000—6 000
Горючие сланцы	6 500—8 500	1 500—2 500
Мазут	9 500—10 000	9 000—9 500

В табл. 2-7 приведены значения теплоты сгорания различных видов твердого топлива и мазута. Теплота сгорания горючей массы углей с увеличением степени их углефикации повышается. Только у антрацита она несколько ниже, что объясняется более низким, чем у тощего угля, содержанием водорода. Большая теплота сгорания горючей массы сланцев и мазута тоже является следствием относительно большого содержания водорода.

Теплота сгорания газообразного топлива может быть достаточно точно определена по данным химического анализа и значениям теплоты сгорания составляющих его горючих газов (табл. 2-8).

Таблица 2-8

Характеристики газов, входящих в состав газообразных топлив

Наименование газа	Обозначение	Удельный вес, кг/м³	Теплота сгорания, ккал/м³
Водород	H ₂	0,090	2 579
Азот воздуха (с примесью аргона)	N ₂	1,257	—
Кислород	O ₂	1,428	—
Оксид углерода	CO	1,250	3 018
Углекислота	CO ₂	1,964	—
Сернистый газ	SO ₂	2,858	—
Сероводород	H ₂ S	1,520	5 585
Метан	CH ₄	0,716	8 555
Этан	C ₂ H ₆	1,342	15 226
Этилен	C ₂ H ₄	1,251	14 107

Теплота сгорания 1 м³ сухого газообразного топлива подсчитывается по следующей формуле:

$$Q_n^c = 85,55CH_4^T + 141,1C_mH_n^T + 30,2CO^T + + 25,8H_2^T + 55,9H_2S^T \text{ ккал/м}^3. \quad (2-18)$$

Эта формула дает заметную погрешность только при значительном содержании в газообразном топливе тяжелых углеводородов C_mH_n, которые здесь условно приняты за этилен C₂H₄.

Теплота сгорания природных и искусственных газов приведена в табл. 2-4 и 2-5.

Для возможности сравнения различных топлив, отличающихся друг от друга теплотой сгорания, введено понятие условного топлива. Для твердых и жидких топлив в качестве условного принято топливо, выделяющее 7 000 ккал/кг, а для газообразных топлив — 7 000 ккал/м³.

2-4 ВЫХОД ЛЕТУЧИХ И ХАРАКТЕРИСТИКА НЕЛЕТУЧЕГО ОСТАТКА

При нагревании твердого топлива происходит распад гермически неустойчивых молекул органических веществ горючей массы с выделением газообразных продуктов разложения. Наиболее нестойкими при повышении температуры являются сложные углеводороды и в том числе те, в состав которых входит кислород. Температура начала выхода летучих веществ при подогреве топлива, количество и состав газообразных продуктов разложения зависят от химического состава топлива. Чем меньше степень углефикации топлива, тем больше оно содержит термически неустойчивых молекул и, следовательно, больше выделяет летучих веществ при менее высоких температурах.

Количество летучих веществ, выделяемых топливом при нагревании, зависит от того, до какой температуры и в течение какого времени производится нагрев топлива. В лабораторных условиях выход летучих определяется путем прогрева без доступа воздуха навески воздушно-сухого топлива при температуре 850° С в течение 7 мин (при этом полного выделения летучих не достигается). Получившуюся потерю в весе пробы топлива квалифицируют как выход летучих веществ, который выражают обычно на горючую массу топлива (V² %).

В табл. 2-9 приведены величины выхода летучих веществ и примерные значения температур начала выхода летучих для различных видов топлива. Дрова, торф, горючие сланцы имеют очень большой выход летучих. Наименьший выход летучих у антрацита.

Таблица 2-9

Выход летучих веществ и характеристика кокса твердых топлив

Топливо	Температура начала выхода летучих веществ, °С	Выход летучих на горючую массу V^2 , %	Свойства кокса
Древесное топливо .	~160	85	Слипшийся, рыхлый
Торф	100—110	70	Порошкообразный
Бурый уголь	130—170	40—60	То же
Каменный уголь: длиннопламенный	~170	40—50	Порошкообразный или слипшийся
паровичный жирный	~260	25—35	Спекшийся, сплавленный
тощий	~390	менее 17	Порошкообразный
Антрацит	380—400	4—9	То же
Горючие сланцы	~250	80—90	• •

Летучие вещества состоят из водорода (H_2), углеводородов ($C_m H_n$), окиси углерода (CO), углекислого газа (CO_2) и др. Так как для разных топлив количество отдельных компонентов в составе летучих веществ различно, теплота сгорания последних неодинакова. Чем больше степень углефикации топлива, тем выше теплота сгорания летучих веществ.

На рис. 2-2 показана теплота сгорания летучих веществ $Q_{лет}$ различных топлив в зависимости от содержания в них кислорода.

Характеристика твердого нелетучего (так называемого коксового) остатка топлива, образующегося после выхода летучих веществ, зависит от свойств органических соединений, входящих в его горючую массу. Торф, бурые угли и антрацит дают порошкообразный нелетучий остаток.

Большинство каменных углей спекается, хотя и не всегда достаточно сильно. Порошкообразный или слипшийся нелетучий остаток дают лишь каменные угли с очень большим выходом летучих, достигающим 42—45%

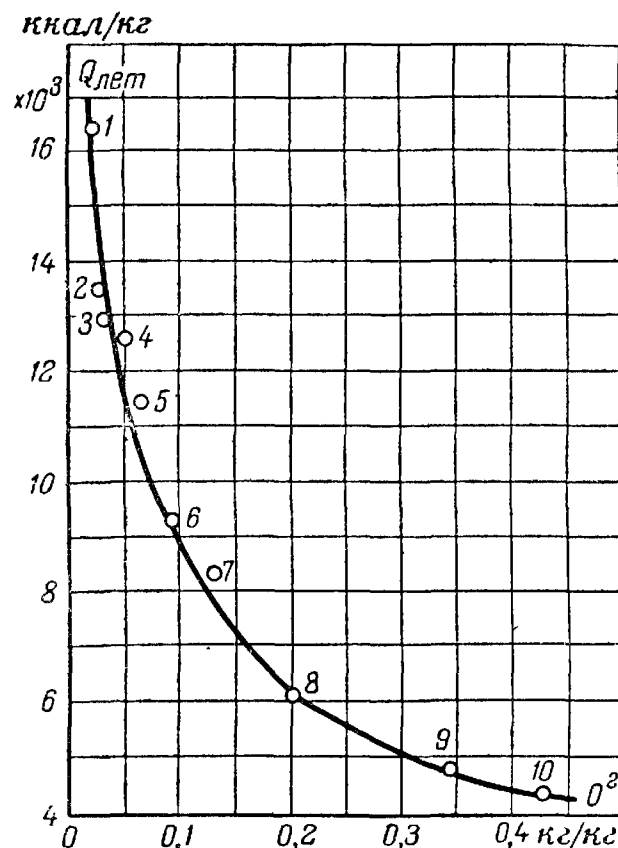


Рис. 2-2. Теплота сгорания летучих веществ твердых топлив (в ккал на кг летучих веществ).

1 — донецкий антрацит; 2 — тощий уголь; 3 — паровичный спекающийся уголь; 4 — егоршинский антрацит; 5 — паровичный жирный уголь; 6 — газовый уголь; 7 — длиннопламенный уголь; 8 — челябинский бурый уголь; 9 — торф; 10 — древесное топливо.

(длиннопламенные), и угли с малым выходом летучих — менее 17% (тощие).

У топлив с большим выходом летучих твердый остаток получается пористым, что придает ему высокую реакционную способность, т. е. способность легко вступать в реакцию с кислородом и восстанавливать CO_2 в CO . Антрацит и тощие каменные угли являются малореакционными топливами.

Характер нелетучего остатка играет решающую роль при определении наиболее рационального пути использования топлива. Угли со сплавленным негорючим остатком являются ценнейшим технологическим топливом и идут в первую очередь для производства металлургического кокса. Угли со спекающимся, слабоспекающимся, а также частично и с порошкообразным нелетучим остатком могут использоваться для получения прочного металлургического кокса в смеси с коксующимися углями.

Процесс коксования угля заключается в нагревании измельченного (до размеров ниже 3—3,5 мм) угля при температуре порядка 1000°С без доступа воздуха. Образующийся при этом твердый спекшийся или сплавленный остаток носит название кокса.

По своему химическому составу кокс представляет собой почти чистый углерод (около 97%). В качестве примесей в нем содержатся небольшие количества водорода, азота, кислорода, серы и негорючих минеральных веществ. Кокс характеризуется небольшим выходом летучих веществ.

Выход летучих веществ оказывает большое влияние на процесс воспламенения топлива и полноту его сгорания. Общее тепловыделение топлива при сгорании складывается из теплоты сгорания летучих веществ и коксового остатка. При сжигании топлив с малым выходом летучих веществ требуется поддержание высоких температур в зоне воспламенения. Время пребывания таких топлив в топке должно быть достаточно продолжительным, чтобы успел сгореть весь коксовый остаток. При сжигании топлив с малым выходом летучих в виде пыли необходим очень тонкий помол.

Основное тепловыделение при сгорании топлив с малым выходом летучих происходит при горении коксовой частицы. На ее поверхности создаются высокие температуры, способствующие расплавлению даже тугоплавких компонентов золы. Это приводит к обволакиванию золой недогоревших еще частиц топлива и, следовательно, к увеличению его механического недожога.

2-5. МИНЕРАЛЬНЫЕ ПРИМЕСИ ТОПЛИВА

Негорючие примеси являются балластом топлива. Они уменьшают содержание горючей массы в рабочем топливе. Вследствие этого уменьшается теплота сгорания рабочего топлива, увеличивается расход его, возрастают затраты на его добычу и перевозку.

Негорючими примесями газообразных топлив являются углекислый газ CO_2 , азот N_2 и водяные пары H_2O . Содержание их в природных газах невелико, а в искусственных газах доходит до 50—60%.

В твердых топливах (за исключением сланцев) негорючие примеси состоят главным образом из глины $\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$, свободного кремнезема SiO_2 и железного колчедана FeS_2 . В небольших количествах в них содержатся также закись железа FeO , сульфаты, карбонаты и силикаты железа и щелочноземельных металлов (Ca , Mg), щелочи, хлориды и т. д. В табл. 2-10 приведен состав минеральных примесей в некоторых твердых топливах.

Таблица 2-10

Содержание минеральных примесей в твердых топливах

Топливо	Минеральный состав, %		
	Глина	Свободная SiO_2	Колчедан FeS_2
Подмосковный бурый уголь	60—70	1,5—2,5	10—20
Челябинский бурый уголь	42—50	20—25	3—7
Кизеловский каменный уголь	55—65	2,5—7,0	20—30
Карагандинский каменный уголь	45—60	15—30	—
Аралчевский тощий уголь	50—54	21—26	—
Донецкий антрацитовый штыб	41—50	16—21	7—12

Значительную часть минеральных примесей горючих сланцев составляют карбонаты; содержание их доходит до 60% от веса негорючих веществ и до 25—35% от веса топлива.

Негорючие примеси нефти — это преимущественно различные соли и окислы железа, попадающие в основном из буровых вод при ее добыче, из труб, применяемых при бурении скважин, из цистерн и нефтехранилищ. Кроме того, в ней могут содержаться небольшие количества других веществ, например соединения ванадия и щелочи.

Твердый негорючий остаток, получающийся при полном сгорании горючей части топлива, называют золой.

Для определения содержания золы проба предварительно высушенного топлива сжигается в платиновом тигле и затем прокаливается до постоянного веса при температуре 800—850°С для твердого топлива и 500°С для жидкого топлива. Зольность топлива обычно выражают в процентах от веса сухой массы ($A^c\%$).

В табл. 2-11 приведены примерные пределы содержания золы в различных топливах.

Негорючие примеси попадают в топливо несколькими путями. Первичная зола — это минеральные примеси, перешедшие в топливо из веществ — углеобразователей (например, продукты разложения солей гуминовых кислот). Количество ее в топливе обычно невелико и характеризуется равномерным распределением по всей массе топлива.

Вторичная зола вносится в топливо извне в процессе преобразования его исходной (материнской) массы. Она распределяется в топливе значительно менее равно-

Таблица 2-11

Содержание золы в различных топливах

Топливо	Зольность на сухую массу A^C , %	Приведен- ная золь- ность, A^n
Древесное топливо	0,5—1	0,3—0,5
Торф	10—15	2—3
Бурый уголь	25—45	3—10
Каменный уголь	10—30	3—8
Антрацитовый штыб	15—25	2—4
	40 — 65*	
Горючие сланцы	$\overline{10} - \overline{20}$	20—40
Мазут	0,2—0,3	0,2—0,3

* В числителе — зола A^C , в знаменателе — углекислота карбонатов $A^C_{CO_2}$

мерно, иногда встречается в виде тонких прослоек.

Первичная и вторичная золы составляют внутреннюю золу топлива.

Третичная зола попадает в топливо при его добыче в виде минеральных пород, между которыми залегают пласты угля. При погрузке, транспортировке и хранении топлива в него часто добавляются песок, глина, известняк с поверхностных слоев земли. Все эти примеси распределяются в топливе неравномерно и сравнительно легко отделяются.

Третичная зола называется внешней золой топлива.

Из общего количества золы в топливе значительная часть ее приходится на внешнюю. Поэтому содержание золы в одном и том же виде топлива может сильно колебаться.

При горении топлива в условиях высоких температур негорючие примеси претерпевают большие изменения. При относительно низких температурах теряют кристаллизационную влагу сернокислые соединения и глина. При более высоких температурах происходит разложение карбонатов с выделением углекислоты, плавление и испарение щелочей и хлоридов. Наряду с этими процессами, снижающими содержание минеральных примесей в топливе, имеют место также реакции окисления железного колчедана и закиси железа, повышающие несколько первоначальный вес негорючих веществ. Однако в конечном итоге содержание золы в большинстве случаев несколько меньше количества минеральных примесей в рабочем топливе.

Существенно меньше содержание золы по сравнению с количеством минеральных ве-

ществ в рабочей массе топлива лишь в горючих сланцах. Углекислый газ, образующийся при сжигании сланцев вследствие разложения карбонатов, переходит из балласта топлива в балласт топочных газов. Поэтому в таблицах характеристик топлив для горючих сланцев всегда бывает указано содержание минеральной (карбонатной) углекислоты A_{CO_2} .

Таким образом, состав и вес золы не идентичны составу и весу минеральных примесей топлива.

Количество золы и ее свойства играют огромную роль в процессе использования топлива. Частицы золы, уносимые продуктами сгорания в конвективные газоходы котла, при повышенных скоростях истирают поверхности нагрева, а при малых скоростях отлагаются на них (особенно мельчайшие частицы). Отложение золы на поверхностях нагрева ведет к ухудшению теплопередачи от продуктов сгорания к рабочему телу и, следовательно, к повышению температуры газов, покидающих котельный агрегат. Зола уносимая продуктами сгорания топлива в дымовую трубу, загрязняет атмосферу. Во избежание этого приходится устанавливать специальные золоулавливающие устройства.

Важным свойством золы является ее плавкость. В зависимости от величины температуры плавления различают тугоплавкую золу (с температурой начала жидкоплавкого состояния выше 1425°C), среднеплавкую (с температурой начала жидкоплавкого состояния от 1200 до 1425°C) и легкоплавкую (с температурой начала жидкоплавкого состояния меньше 1200°C).

Отдельные компоненты золы имеют различные температуры плавления — от 800 до 2800°C . При относительно низких температурах плавятся щелочи и окислы железа; высокую температуру плавления имеют кремнезем SiO_2 и глинозем Al_2O_3 , окиси кальция и магния. Различные минеральные составляющие золы, расплавляясь, образуют эвтектические смеси, имеющие более низкие температуры плавления, чем входящие в них вещества.

Зола, прошедшая стадию разложения и плавления и превратившаяся в спекшуюся или сплавленную массу, носит название шлака. В отличие от золы, которая в основном состоит из свободных окислов различных элементов, в шлаке эти окислы образуют сложные многокомпонентные системы.

В лабораторных условиях плавкость золы определяется путем нагревания в специальной печи в полувосстановительной газовой среде пирамидки стандартных размеров, выполненной из мелкораздробленной пробы испытуемой золы. Температура, при которой пирамидка начинает сгибаться или вершина ее закругляется, носит название температуры начала деформации золы t_1 . Температура, при которой вершина пирамидки наклоняется до ее основания, называется температурой начала размягчения золы t_2 . Температуре начала жидкоплавкого состояния t_3 соответствует температура, при которой золовая пирамидка растекается по подставке.

Шлак, образующийся при сгорании топлива в топке котельного агрегата, отличается от золы, получающейся при лабораторном определении, как по своим физическим свойствам, так и по химическому составу. Это объясняется тем, что в топках развиваются очень высокие температуры, достигающие $1\,400\text{--}1\,600^\circ\text{C}$, а лабораторные определения производятся при сравнительно низких температурах ($800\text{--}850^\circ\text{C}$). Кроме того, лабораторные определения ведут в полувосстановительной газовой среде, в то время как в различных участках топки может быть разный характер газовой среды. Наконец, в не полностью экранированных топках химический характер шлака может отличаться от золы также вследствие того, что в шлаках частично растворяются огнеупорные материалы обмуровки топки.

Для оценки величины балласта топлива, вводимого в котельные агрегаты при работе их на разных топливах удобно пользоваться приведенными характеристиками.

Приведенная зольность топлива — это зольность, отнесенная к $1\,000$ ккал его низшей теплоты сгорания:

$$A^n = 1\,000 \frac{A^p}{Q_n^p}. \quad (2-19)$$

Величины приведенной зольности для некоторых топлив приведены в табл. 2-11.

Топлива с приведенной зольностью $A^n \leq 4$ считаются малозольными. К таким топливам относятся антрацит, большая часть каменных углей и некоторые бурые угли. Большинство бурых углей имеет величину приведенной зольности $A^n = 8 \div 10$. Очень велика приве-

денная зольность горючих сланцев: $A^n = 20 \div 40$.

Иногда пользуются также понятием приведенной сернистости топлива, которая по аналогии с приведенной зольностью подсчитывается по формуле

$$S^n = 1\,000 \frac{S_{ор+к}^p}{Q_n^p}. \quad (2-20)$$

2-6. ВЛАГА ТОПЛИВА

Второй составляющей балласта топлива является влага.

При добыче в шахтах с близко расположенными от пластов топлива водопроницаемыми слоями пород, при добыче открытым способом, при транспортировке и хранении в топливо попадают подземные и грунтовые воды, снег, дождь, влага из атмосферного воздуха. Некоторое количество этой влаги механически удерживается наружной поверхностью топлива. Содержание этой поверхностной влаги зависит от фракционного состава топлива. С уменьшением размера кусков удельная поверхность их возрастает и количество влаги, механически удерживаемой наружной поверхностью топлива, увеличивается.

Другой разновидностью влаги топлива является капиллярная влага. Она заполняет капилляры и поры, имеющиеся в большом количестве в древесине, торфе и бурых углях.

В твердых ископаемых топливах содержится также коллоидная и гидратная влага.

Содержание коллоидной влаги зависит от химической природы и состава топлива, от содержания влаги в окружающем атмосферном воздухе. Топлива с малой степенью углефикации содержат обычно много коллоидной влаги. По мере увеличения степени углефикации топлива способность его коллоидально удерживать влагу резко падает. Это объясняется тем, что в процессе преобразований органической массы топлива происходит «старение» коллоидных веществ.

Большое количество коллоидной влаги бывает в торфе, особенно если он добыт из низинных, заболоченных месторождений или в очень дождливое лето. Значительно меньше коллоидной влаги в бурых углях. Небольшое количество ее бывает в горючих сланцах. В каменных углях и антраците коллоидной влаги мало.

Содержание коллоидной влаги в топливе увеличивается с повышением влагосодержания атмосферного воздуха.

Гидратная влага — это кристаллизационная влага минеральных примесей топлива, главным образом сернокислого кальция ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$) и алюмосиликата (глины) ($\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$). Содержание ее в топливе обычно невелико. Заметное количество кристаллизационной влаги бывает лишь в многозольных топливах.

Незначительное количество влаги содержится обычно в жидких и газообразных топливах.

В табл. 2-12 приведены величины влажности некоторых топлив.

Таблица 2-12

Влажность различных топлив

Топливо	Влажность W^p , %	Приведенная влажность W^n
Древесное топливо	25—55	15—30
Торф	40—60	15—35
Бурый уголь:		
украинский	30—60	15—35
подмосковный	25—35	10—15
челябинский	15—25	4—7
Каменный уголь:		
длиннопламенный	10—20	2—3
тощий	5—10	0,8—1,5
Антрацитовый штыб	5—10	1—2
Горючие сланцы	15—25	5—15
Мазут	2—4	2—4

Содержание влаги в разных видах топлива различно. Ее очень много в дровах, торфе и бурых углях, особенно химически молодых углях, таких, например, как украинские и башкирские. Для древесного топлива, торфа и молодых бурых углей характерно колебание влажности в широких пределах.

При длительном пребывании на воздухе влажное топливо подсушивается.

В лабораторных условиях подготовка аналитической пробы воздушно-сухого топлива производится медленной искусственной подсушкой пробы мелкораздробленного топлива при температуре 50°C в течение 3—5 ч.

Влажность аналитической пробы W^a , которую называют также гигроскопической влажностью, определяется путем медленной сушки до постоянного веса размолотой лабораторной пробы воздушно-сухого топлива при температуре 105°C .

Этот метод не дает определения всей влажности топлива, так как при температуре 105°C не вся влага топлива может быть освобождена (например, кристаллизационная вода алюмосиликата выделяется лишь при температуре порядка 500°C).

Влажность топлива увеличивает расходы на транспортировку и погрузочно-разгрузочные работы; при перевозке и хранении в зимних условиях высоковлажные топлива смерзаются. Радиус перевозок влажных топлив ограничен. При длительном хранении влажных молодых топлив в штабелях возникает опасность их самовозгорания и поэтому приходится ограничивать высоту штабелей и сроки между их перемешиванием.

Содержание влаги в топливе снижает его теплоту сгорания. При этом повышение влажности на 1% обуславливает большее уменьшение низшей теплоты сгорания топлива, чем аналогичное изменение зольности топлива, так как часть тепла топлива тратится на испарение влаги.

Влага топлива снижает температуру в топочной камере, увеличивает объем продуктов сгорания и, следовательно, увеличивает потери тепла с уходящими газами, снижая тем самым к. п. д. котельного агрегата. Повышенные объемы продуктов сгорания топлива вызывают увеличение затраты энергии на их удаление из котлоагрегата.

Приведенная влажность топлива выражается формулой

$$W^n = 1000 \frac{W^p}{Q_n^p}. \quad (2-21)$$

Величины приведенной влажности для некоторых топлив приведены в табл. 2-12.

Топлива с приведенной влажностью $W^n < 3$ считаются маловлажными. К ним относятся антрацит и все каменные угли. Топлива с величиной $W^n = 3 \div 8$ являются средневлажными. Это — некоторые бурые угли, эстонские и гдовские горючие сланцы. Высоковлажные топлива имеют приведенную влажность $W^n = 8 \div 15$ (бурые угли, горючие сланцы Поволжья). Наконец, имеется ряд топлив с особенно высокой влажностью: $W = 20—35$. Это — угли украинских и башкирских месторождений и фрезерный торф.

2-7. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ МЕСТОРОЖДЕНИЯ ТОПЛИВ В СССР

Свойства топлив зависят от большого числа факторов, из которых главными являются состав исходных материнских веществ, химико-геологические преобразования этих веществ, химическая природа образовавшихся органических соединений, составляющих горючую массу топлива. Создание на основе

всех этих факторов единой классификации, отражающей важнейшие технические характеристики топлива, является весьма сложной и в настоящее время пока еще не решенной задачей.

В естественной классификации Стадникова за основу принято происхождение топлив. Все топлива делятся на четыре класса: сапропелевые, гумусовые, сапропелево-гумусовые и гумусо-сапропелевые. Внутри каждого класса топлива распределяются по степени углефикации на три группы: торф, бурые угли, каменные угли.

В этой классификации технические характеристики топлив не нашли отражения и поэтому она не имеет практического применения.

Классификация Грюнера базируется на химическом составе и технических характеристиках топлива. За основные критерии в ней принято отношение содержания кислорода к водороду органической массы топлива $\frac{O^o}{H^o}$, выход кокса в процентах по весу и его внешний вид.

Отношение $\frac{O^o}{H^o}$ может с некоторым приближением характеризовать степень углефикации топлива. Чем меньше степень углефикации топлива, тем больше это отношение. Оно имеет примерно следующие значения:

для дров	7—8
„ торфа	5—6
„ бурых углей	4—5
„ каменных углей	4—1
„ антрацита	< 1

Грюнер разработал классификацию лишь для каменных углей. В ней все каменные угли подразделяются на пять классов. Однако даже для каменных углей эта классификация не является всеобъемлющей. Каменные угли многих бассейнов не укладываются в нее.

Так, например, каменные угли Донбасса имеют, как правило, отношение $\frac{O^o}{H^o}$ меньше, чем это следует по классификации Грюнера.

Классификация углей СССР в настоящее время разрабатывается и уточняется.

Практически все ископаемые угли делятся на три группы: бурые угли, каменные угли и антрациты. Разделение углей на эти группы условно, и четких границ между группами нет.

К бурым относятся угли с большим выходом летучих ($V^2 > 40\%$), содержащие зна-

чительное количество гумусовых кислот и окрашивающие водный раствор щелочи в бурый цвет. Каменные угли и антрациты окрашивания раствора щелочи не дают.

Содержание углерода в бурых углях невелико, сравнительно много в них кислорода. Теплота сгорания их на горючую массу Q_n^2 обычно не выше 7 000 ккал/кг.

Бурые угли обладают плохой спекаемостью и значительным балластом, а поэтому они используются преимущественно как энергетические топлива.

Суммарное содержание влаги и золы бурых углей нередко достигает 50% на рабочую массу. Приведенная влажность их находится в пределах $W^n = 6—15$. У бурых углей Челябинского месторождения она бывает несколько меньше ($W^n = 4,5$), а у башкирских и украинских углей значительно больше ($W^n = 20—35$). Вследствие большой забалластированности и соответственно низкой теплоты сгорания бурые угли используются лишь как местные топлива, т. е. в небольшом радиусе от места добычи.

Большая влажность бурых углей делает их нестойкими при длительном хранении на воздухе. Они выветриваются, теряют свою механическую прочность, рассыпаются с образованием значительного количества мелочи.

Большой выход летучих, начинающийся при относительно низких температурах, делает бурые угли легко окисляемыми и поэтому способными к самовозгоранию.

Запасы бурых углей в СССР очень велики. Они имеются почти во всех союзных республиках.

В Европейской части нашей страны большое промышленное значение имеет Подмосковский угольный бассейн. Он размещается главным образом в Московской, Тульской и Калужской областях. Теплота сгорания подмосковного угля $Q_n^p \approx 2500$ ккал/кг, средние значения влажности $W^p = 33\%$ ($W^n = 13,2$), зольности $A^p = 23,5\%$ ($A^n = 9,4$) и серы $S_{ор+к}^p = 2,9\%$.

Несмотря на то, что Подмосковский бассейн расположен вблизи крупных центров потребления угля, низкая теплота сгорания и невыгодные условия добычи (шахты малой и средней мощности) делают его дорогим топливом (примерно 150 руб/т усл. топлива).

В Украинской ССР запасы бурого угля достаточно велики. Угли Александрийского, Звенигородского месторождений в централь-

ной части Украины, Львовско-Волинских месторождений и ряда месторождений Закарпатской Украины уступают по своим качествам бурый уголь Подмосковного бассейна. Они обладают очень большой влажностью, достигающей $W^p = 45—55\%$. Зольность украинских углей в среднем равна $A^p = 20—25\%$. Содержание серы велико: $S_{ор+к}^p = 1,7—2,5\%$. Большая часть украинских углей имеет теплоту сгорания ниже, чем у подмосковного угля, но выход летучих у них значительно больше (V^2 достигает $55—65\%$).

Эти угли также расположены у крупных центров их потребления и на некоторых участках могут добываться открытым способом в карьерах. Однако вследствие очень низкой теплоты сгорания ($Q_n^p = 1\,600—1\,800$ ккал/кг) их стоимость на тонну условного топлива тоже довольно велика.

На Урале бурые угли добываются в Богословском и Челябинском месторождениях. Челябинский уголь обладает несколько большей теплотой сгорания и значительно меньшей влажностью, чем богословский уголь. Характерной особенностью богословского угля является более высокая по сравнению с другими бурыми углями температура плавления его минеральных примесей.

Челябинское месторождение сильно разработано, особенно там, где добыча производится в карьерах. Богословские угли добываются открытым способом. Эти два месторождения являются основными источниками местных топлив Урала, но они лишь в небольшой части обеспечивают его потребности.

Бурые угли Башкирской АССР характеризуются очень большой влажностью ($W^p \approx 50\%$) и низкой теплотой сгорания ($Q_n^p \approx 2\,300$ ккал/кг). Благодаря хорошим условиям добычи (открытые мощные разработки) они, несмотря на низкую теплоту сгорания, в районе добычи относительно дешевы (примерно $70—80$ руб/т усл. топлива).

В Казахстане бурые угли добываются в Карагандинском угольном бассейне (в основном открытые разрезы) и Ленгеровском месторождении (вблизи г. Чимкента). В ближайшие годы развернется добыча в новом угольном месторождении — Кушмурунском (вблизи г. Кустаная), разведанные запасы которого велики.

Кушмурунские угли имеют влажность W^p порядка 35% , умеренную зольность ($A^p \approx 13\%$)

и сравнительно высокую теплоту сгорания ($Q_n^p \approx 3\,200$ ккал/кг).

Очень велики запасы дешевых углей в Чулымо-Енисейском буроугольном бассейне (в основном в Красноярском крае). Угли этих месторождений низкозольные ($A^p = 7—10\%$), но высоковлажные: W^p от 32% (Ирша-Бородинское месторождение) до 45% (Итатское месторождение). Теплота сгорания этих углей $Q_n^p = 3\,600—2\,700$ ккал/кг. На месте добычи эти угли исключительно дешевы: $10—20$ руб/т усл. топлива, но вследствие большой забалластированности перевозка их на дальние расстояния экономически нецелесообразна. На базе этих углей будет развернуто строительство мощных электростанций, дающих очень дешевую энергию.

Месторождения бурых углей разрабатываются также в Читинской области (Тарбагатайское, Черновское), в Бурят-Монгольской АССР (Гусино-Озерское) в Приморском крае (Артемовское и Тавричанское) и в Хабаровском крае (Райчихинское и Кивдинское).

Залежами бурых углей богаты также республики Средней Азии: в Узбекской ССР — крупное Ангренское месторождение, пригодное для открытой разработки, и более мелкие в Киргизской ССР — Кызыл-Кия и Сулюкта и в Таджикской ССР — Шурабское месторождение. Эти бурые угли являются геологически окисленными: они имеют относительно пониженное содержание водорода и несколько меньший выход летучих, чем другие бурые угли. У них обычно выход летучих V^2 равен $34—38\%$.

Классификация бурых углей производится лишь по размеру кусков (см. табл. 2-13). Марки бурого угля обозначаются двумя буквами, например: бурый крупный — БК; бурый мелкий — БМ и т. д.

К каменным относятся угли с широким диапазоном выхода летучих: $V^2 = 10—45\%$. В большинстве своем эти угли обладают достаточной спекаемостью. Только угли с выходом летучих $V^2 = 42—45\%$ (длиннопламенные) и малым выходом ($V^2 < 15\%$) не спекаются и дают порошкообразный кокс.

Каменные угли имеют более высокое, чем бурые угли, содержание углерода, но меньшее — водорода и кислорода.

Теплота сгорания каменного угля на горючую массу Q_n^2 равна в среднем $8\,000—8\,500$ ккал/кг. Влажность этих углей невелика. Сред-

Таблица 2-13

Классификация бурых и каменных углей по размеру кусков

Наименование класса	Условное обозначение класса	Размер кусков, мм
Крупный	К	50—100
Орех	О	25—50
Мелкий	М	13—25
Семечко	С	6—13
Штыб	Ш	Менее 6
Рядовой	Р	Не ограничен

нее значение ее $W^p = 7—10\%$. Зольность углей Донбасса $A^p = 13—18\%$, Кузбасса — $A^p = 5—15\%$. Однако есть важные месторождения каменных углей с зольностью до 35% и более (например, Экибастузское).

В основу классификации каменных углей различных месторождений положена маркировка каменных углей Донецкого бассейна (табл. 2-14). Согласно этой классификации каменные угли делятся на шесть марок в зависимости от выхода летучих и характеристики спекаемости кокса.

Таблица 2-14

Маркировка углей Донецкого бассейна

Наименование марок	Обозначение	Выход летучих веществ на горючую массу $V^2, \%$	Характеристика нелетучего остатка
Длиннопламенный	Д	Более 42	Порошкообразный или слипшийся
Газовый	Г	35—44	Слипшийся, сплавленный, иногда вспученный (рыхлый)
Паровичный жирный	ПЖ	26—35	Слипшийся, сплавленный, плотный или умеренно плотный
Коксовый	К	18—26	То же
Паровичный спекающийся	ПС	12—18	" "
Тощий	Т	Менее 17	Порошкообразный или слипшийся

Длиннопламенный уголь (Д) характеризуется наибольшим для каменных уг-

лей выходом летучих — более 42%. Он легко воспламеняется и горит длинным бесцветным пламенем. Кокс этих углей обычно порошкообразный, иногда бывает слегка слипшийся, рассыпающийся при легком нажатии.

Газовый уголь (Г) также имеет большой выход летучих ($V^2 = 35—44\%$). Он быстро загорается и горит коптящим пламенем. Теплота сгорания этих углей немного выше, чем длиннопламенных. Кокс газовых углей спекающийся.

Паровичный жирный уголь (ПЖ) горит ярким длинным пламенем, дает хороший спекшийся кокс.

Коксовый уголь (К) трудно загорается и горит ярким коротким пламенем, дает высококачественный прочный кокс.

Паровичный спекающийся уголь (ПС) трудно загорается, горит коротким пламенем ослепительно белого цвета, дает спекающийся или сплавленный кокс, при длительном хранении часто теряет способность спекаться.

Тощий уголь (Т) трудно загорается, горит коротким желтовато-красным пламенем, может быть использован для получения металлургического кокса лишь в смеси с хорошо спекающимися углями (ПЖ, К, ПС). Теплота сгорания тощих углей, несмотря на большое содержание углерода, может быть даже ниже, чем у углей марок ПЖ и ПС. Это объясняется пониженным содержанием водорода.

Кроме того, применяются следующие марки: СС — слабоспекающийся уголь, ППМ — промежуточный продукт (промпродукт) мокрого обогащения, ППС — промежуточный продукт сухого обогащения.

Классификация каменных углей по размеру кусков производится так же, как и для бурых углей (см. табл. 2-13). Обозначают классы углей различных марок следующим образом: ДО — длиннопламенный орех, ГК — газовый крупный, ССШ — слабоспекающийся штыб и т. д.

Весьма важную роль в угольной промышленности Советского Союза играет Донецкий бассейн вследствие своего расположения недалеко от основных центров топливопотребления. В нем залегают каменные угли всех марок — от самых молодых до самых старых. Доля донецкого угля (вместе с антрацитом и полуантрацитом) к 1960 г. будет составлять 36% от всего добываемого угля в стране. Вследствие добычи из глубоких шахт донецкие угли относительно дороги (в среднем 80—90 руб/т усл. топлива на месте добычи)

Кузнецкий бассейн (Западная Сибирь) по разведанным запасам угля занимает в СССР первое место. В нем преобладают марки углей ПС и СС (Анжеро-Судженское, Кемеровское), но имеются также длиннопламенные и газовые угли (Ленинское месторождение), тощие угли (Араличевское месторождение). Кузнецкие угли добываются как в шахтах, так и во все большем количестве открытыми разрезами. Эти угли дешевле донецких (средняя стоимость на месте добычи при подземном способе около 60 руб/т усл. топлива, а в открытых разрезах примерно 20—40 руб/т усл. топлива). Кузнецкие энергетические угли в больших количествах вывозятся в западном направлении (до Урала и далее).

В отличие от каменных углей Донбасса кузнецкие угли характеризуются небольшим содержанием серы: среднее значение приведенной сернистости у них $S^n = 0,08$, а у донецких углей $S^n = 0,43\%$. Кузнецкие угли являются геологически окисленными.

Карагандинский угольный бассейн (Казахская ССР) является третьим по величине запасов угольным бассейном в Советском Союзе. В нем, кроме бурых углей, добывается каменный уголь паровичный жирный и паровичный спекающийся.

Большое значение начинает играть добыча каменного угля в Экибастузском месторождении (Восточный Казахстан). Уголь этого месторождения имеет очень большую зольность; $A^p = 35—40\%$ ($A^n = 9,0—9,5$). Зола его характеризуется высокой тугоплавкостью. Экибастузский каменный уголь, несмотря на относительно невысокую теплоту сгорания ($Q_n^p \approx 4000$ ккал/кг), очень дешев, так как добывается в открытых разрезах (стоимость его на месте добычи около 40 руб/т усл. топлива). Экибастузское месторождение будет служить новой топливной базой Южного и Среднего Урала.

Каменные угли добываются также в Печерском бассейне — крупном, но удаленном от промышленных центров. Эти угли идут в основном в Ленинградский промышленный район.

Добыча каменных углей производится в Кизеловском и Буланашском месторождениях на Урале. Кизеловские угли характеризуются большой сернистостью $S_{ор+к}^p = 4,8\%$ ($S^n \approx 1$) и значительной зольностью $A^p = 28\%$ ($A^n = 5,6$).

Разработка месторождений каменных уг-

лей ведется в Закавказье — Ткварчельское и Ткибульское месторождения, в Восточной Сибири — Черемховское (дешевый уголь открытых разрезов), Минусинское, Букачачинское месторождения, на Дальнем Востоке — Сучанское, Ворошиловское и другие месторождения.

В средней Азии каменные угли добываются лишь в Киргизской ССР (месторождение Кок-Янгак).

Промежуточное положение между каменными углями и антрацитами занимает полуантрацит (ПА). Он характеризуется повышенным выходом летучих по сравнению с антрацитами $V^s = 5—10\%$ и большей теплотой сгорания $Q_n^p = 6500$ ккал/кг. Полуантрацит имеется в Донецком бассейне.

К антрацитам (А) относятся угли с выходом летучих $V^s = 2—9\%$ и теплотой сгорания, несколько меньшей, чем у тощих углей и полуантрацита. Это объясняется пониженным по сравнению с углями Т и ПА содержанием водорода. Антрацит трудно загорается и горит синеватым пламенем. Кокс его совершенно не спекается. Зола преимущественно легкоплавкая.

Крупные месторождения антрацита находятся в Донецком бассейне, небольшое месторождение имеется на Урале (Егоршинское). Классификация антрацита по размеру кусков производится так же, как и каменных углей.

Развитие коксовой промышленности и увеличение переработки углей на обогатительных фабриках приводят к возрастанию количеств отходов углеобогащения, поступающих для сжигания в топках котельных установок.

Характеристики промежуточных продуктов и хвостов углей обогатительных фабрик Донбасса и Кузбасса приведены в табл. 2-15.

В Ленинградской, Калининской, Ивановской, Горьковской и Кировской областях, в Белорусской ССР, на Урале, в Сибири и на Дальнем Востоке имеются большие запасы торфа.

Торф — это горючее вещество бурого или черного цвета. Горючая масса его содержит очень большое количество кислорода: $O^s = 33\%$. В торфе обычно мало серы, сравнительно немного золы $A^s = 5—10\%$, но очень много влаги. Влажность торфяной массы в залежах доходит до 80—85%. Поэтому процесс добычи торфа складывается из двух этапов: извлечения его из залежи и сушки на воздухе до влажности порядка 40—50%.

Таблица 2-15

Средние данные технического анализа проб промежуточного продукта и хвостов углей обогатительных фабрик Кузбасса и Донбасса

	Исходный уголь			Промежуточный продукт		Хвосты	
	Зольность A^c , %	Выход летучих		Зольность A^c , %	Выход летучих V^p , %	Зольность A^c , %	Выход летучих V^p , %
		V^z , %	V^p , %				
Кузнецкий бассейн	11,8	26,3	23,2	33,0	17,0	70,0	8,0
Донецкий бассейн	20,2	28,3	22,7	39,4	16,0	61,8	11,0

Теплота сгорания Q_n^p товарного торфа нормального качества ($W^p = 40—50\%$) находится в пределах 2 000—2 500 ккал/кг. Однако нередко на электростанции поступает как более сухой торф ($Q_n^p = 3 000$ ккал/кг и выше), так и недосушенный ($Q_n^p = 1 500$ ккал/кг).

Выход летучих у торфа достигает величины порядка 70%.

В зависимости от способа добычи различают торф машинноформовочный, гидроторф и фрезерный торф. Однако в современной энергетике находит широкое применение только фрезерный торф.

При фрезерном способе добычи торфа торфяную массу взрыхляют на небольшую глубину (от 5 до 35 мм). Получающаяся торфяная крошка подсушивается, после чего производят ее уборку в штабеля.

Фрезерный способ добычи торфа является наиболее производительным, так как он легче механизуется. Поэтому себестоимость фрезерного торфа ниже, чем кускового.

Для ряда районов Европейской части СССР фрезерный торф экономичнее не только подмосковного, но и дальнепривозного донецкого угля; однако малая транспортабельность фрезерного торфа и ограниченная мощность отдельных месторождений затрудняют строительство на торфе современных мощных станций.

Характерной особенностью горючих сланцев являются их очень большая зольность, доходящая до $A^p = 50—60\%$ и даже более, и высокая теплота сгорания горючей массы $Q_n^z = 6 500—8 000$ ккал/кг. Горючие сланцы представляют собой минеральные ве-

щества, пропитанные органическими соединениями, близкими по своему составу к нефти. В горючей массе их, так же как в нефти, много водорода ($H^z = 7,5—9,5\%$). Это обуславливает большой выход летучих у сланцев, достигающий 80—90%, их легкую воспламеняемость и горение длинным коптящим пламенем.

Содержание серы в сланцах колеблется в пределах $S_{ор+к}^p = 1,3—3\%$. Влажность их относительно невелика ($W^p = 15—20\%$).

Большая забалластированность горючих сланцев приводит к тому, что, несмотря на высокую теплоту сгорания горючей массы, теплота сгорания рабочей массы их низкая ($Q_n^p = 1 400—2 400$ ккал/кг).

Основные месторождения горючих сланцев находятся в Эстонской ССР, Ленинградской, Куйбышевской и Саратовской областях. Эстонские и ленинградские сланцы лучше сланцев Поволжья, так как они имеют меньшие зольность и влажность и большую теплоту сгорания горючей массы.

Велика роль горючих сланцев лишь в Эстонской ССР, где они добываются в открытых разрезах, а других дешевых топлив нет (стоимость эстонских сланцев на месте добычи равна около 100 руб/т усл. топлива). Стоимость волжских горючих сланцев тоже высокая (примерно 120 руб/т усл. топлива), и потому добыча их мало рентабельна.

Нефть представляет собой горючую жидкость, состоящую из различных сложных углеводородистых соединений. В зависимости от типа углеводородов нефти подразделяют на шесть основных типов: метановые, нафтенные, метано-нафтенные, ароматические, метано-нафтенно-ароматические и нафтенно-ароматические.

По содержанию серы нефти разделяются на два класса: малосернистые ($S^z \leq 0,5\%$) и сернистые ($S^z > 0,5\%$).

Классификация нефти производится также по содержанию смолистых веществ (малосмолистые, смолистые и высокосмолистые) и по температуре застывания масляной фракции нефти: малопарафинистые ($t_{заст} \leq -16^\circ\text{C}$), парафинистые ($t_{заст} = -15 \div +20^\circ\text{C}$) и высокопарафинистые ($t_{заст} > 20^\circ\text{C}$).

В качестве энергетического топлива используются только отходы нефтеперерабатывающей промышленности — мазут. Он характеризуется большим содержанием углерода

($C^2 = 86 - 88\%$) и особенно водорода ($H^2 = 10,0 - 10,5\%$), малой влажностью ($W^p = 3,0\%$), высокой теплотой сгорания ($Q_n^p = 9400 - 9600$ ккал/кг). Так же как нефти, мазуты подразделяются на малосернистые ($S^p = 0,5\%$) и высокосернистые ($S^p = 3\%$), малопарафинистые, парафинистые и высокопарафинистые.

Огромные запасы дешевой нефти, значительно превосходящие запасы нефтяных районов Кавказа, имеются между Волгой и Уралом (Ишимбаевский, Бугурусланский, Сызранский районы и многие другие). Высокосернистая нефть этих месторождений содержит много смолистых веществ и парафина. Зола нефти большинства месторождений этого района содержит значительное количество ванадия.

Крупные, но значительно выработанные месторождения высококачественной нефти находятся на Кавказе (Бакинский, Грозненский, Дагестанский и Грузинский районы). Наиболее ценной по своим свойствам является бакинская нефть: она малосернистая и содержит большое количество бензина и качественных масел. Грозненская нефть также дает большой выход бензина и много парафина. Зола нефти кавказских месторождений практически не содержит ванадия.

Высококачественная нефть добывается и в Эмбенском нефтеносном районе.

Стоимость добычи нефти в Татарии и Башкирии примерно в 3 раза ниже, чем на Кавказе.

Природные газы представляют собой смесь углеводородов, сероводорода и инертных газов (азота, углекислого газа). Основным составляющим этих газов является метан, процентное содержание которого достигает 75—98%. Из других горючих соединений в природных газах содержится небольшое количество углеводородов метанового ряда ($C_n H_{2n+2}$) — от 0,1 до 7,5%; до 1% достигает содержание H_2S . Негорючая часть естественных газов обычно невелика: 0,1—0,3% CO_2 и 1—14% N_2 . Содержится в естественных газах незначительное количество водяных паров и минеральных примесей. Теплота сгорания сухого природного газа велика: $Q_n^c = 8000 - 8500$ ккал/нм³.

Все природные газы делятся на две группы: газы чисто газовых месторождений и газы, сопутствующие нефтедобыче.

Месторождения природного газа имеются во многих районах, преимущественно Евро-

пейской части, нашей страны. Основные чисто газовые месторождения следующие: Ставропольское, Коневское (под Ростовом н/Д), Шебелинское (под Харьковом), Дашавское, Саратовское (Ельшанское), Ухтинское, Верхне-Печорское. Весьма большие, но еще слабо разведанные месторождения имеются и в ряде районов Азиатской части СССР: Березовское в низовье р. Оби, Бухарское в Средней Азии, Колпаковское севернее г. Томска, Вилюйское в Якутской АССР и др.

Природный газ в СССР является самым дешевым топливом. Он имеет экономические преимущества по сравнению с твердым и жидким топливом даже при транспортировке на большие расстояния (1000—2000 км), особенно при крупных масштабах передачи (диаметр трубопроводов 800—1000 мм).

Помимо природных газов, в качестве энергетического топлива используются еще искусственные газы. Сюда относятся доменный газ и в опытно-промышленном масштабе газ подземной газификации. Более калорийные газы — коксовый ($Q_n^c = 4000$ ккал/нм³) и водяной газ ($Q_n^c = 2500$ ккал/нм³), являющиеся ценным топливом для промышленных печей и сырьем для химической переработки, в энергетике не используются.

Доменный газ является низкокалорийным ($Q_n^c = 1000 - 1500$ ккал/нм³). Это объясняется тем, что в нем содержится много негорючих газов: азота $N_2 = 45 - 55\%$ и углекислоты $CO_2 = 5 - 15\%$. Основными горючими составляющими в нем являются окись углерода $CO = 20 - 30\%$ и водород $H_2 = 5 - 15\%$.

Газ подземной газификации также относится к низкокалорийным топливам ($Q_n^c = 800 - 1000$ ккал/нм³) и потому может использоваться только в энергетике. Экономичность этого способа получения энергетического топлива недостаточно высока.

Снабжение энергетическим топливом основных районов СССР может быть охарактеризовано следующим образом.

Европейская часть Советского Союза, где сосредоточено пока основное потребление энергетического топлива, имеет в качестве главной топливной базы электростанций энергетические угли Донбасса (тощий каменный уголь и антрацит) и природный газ.

В северо-западных областях нашей страны (Белоруссии, Литве, Латвии, Ленинградском промышленном районе) энергетические топлива имеют наиболее высокую стоимость. По-

этому в них весьма целесообразным является строительство крупных электростанций на ядерном топливе. В Эстонии, кроме того, рационально использование горючих сланцев открытой добычи, а для станций средней мощности, расположенных вблизи торфяных болот, сжигание фрезерного торфа.

Ограниченные перспективы развития имеет добыча энергетических углей в Печорском бассейне и бурых углей в Украинском и Подмосковном бассейнах.

Большую роль во всех этих районах будет играть природный газ как основное топливо для ряда новых электростанций и, в особенности, для старых станций, расположенных в черте больших городов.

Несмотря на большой рост добычи нефти, потребление мазута в крупной энергетике остается ограниченным (только на ТЭЦ нефтеперегонных заводов и отдельных районных электростанциях), поскольку его целесообразно применять на мелких электростанциях, подвижных установках и на транспорте.

Энергетика Закавказья базируется на гидроэнергии и отчасти на местных углях и отходах углеобогащения (Ткварчельское и Ткибульское месторождения), а главным образом на месторождениях природного газа в районе Баку.

Основой энергетики Урала являются привозные угли с востока (Экибастузский, Кузнецкий, Карагандинский), а в дальнейшем и передача электроэнергии из районов деше-

вых бурых углей Чулымо-Енисейского бассейна и от гидростанций Ангары и Енисея.

Природный газ на Урал будет подаваться из Средней Азии и северных месторождений (Печорского, Березовского); его целесообразно использовать в основном как топливо для быта, промышленности и городских ТЭЦ.

Восточные районы страны, особенно зона от Кузбасса до Байкала, очень богаты дешевым топливом и гидроэнергией. Поэтому в этих районах целесообразно энергетику развивать особенно быстро как для местного потребления (в энергоемких производствах), так и для передачи на запад.

Районы Средней Азии базируются на гидроэнергии и отчасти на местных углях, из которых значительную роль играют только угли Ангренского месторождения. За последние годы там открыты очень большие месторождения природного газа, и можно ожидать, что они станут основной базой теплоэнергетики этих районов.

Дальний Восток имеет ряд месторождений, где добываются дешевые бурые угли, которые и являются основной базой энергетики этого района.

Широкое развитие добычи газа и нефти, а также быстрое увеличение роли угольных месторождений в восточных районах СССР позволяют сделать топливный баланс страны более рациональным, ограничив развитие добычи наиболее дорогих топлив.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

3-1 ТЕОРЕТИЧЕСКИ НЕОБХОДИМОЕ КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА

Горение есть химический процесс взаимодействия вещества с окислителем, сопровождающийся интенсивным выделением тепла. Характерной особенностью процесса горения является быстрота протекания реакций. Этим горение отличается от других окислительных процессов, протекающих с медленным выделением тепла (например, от окисления торфяных масс в залежах или окисления торфа и молодых углей в штабелях).

Роль окислителя могут играть различные вещества, но в котельных установках, как правило, используется кислород атмосферного воздуха. Применение кислородного дутья,

т. е. воздуха, искусственно обогащенного кислородом, в топках котельных агрегатов экономически нецелесообразно.

В процессе окисления горючих веществ топлива происходят весьма сложные химические превращения, которые не могут быть описаны простыми уравнениями. Уравнения химических реакций отдельных горючих составляющих топлива дают лишь материальный баланс соответствующих итоговых реакций, не отражая при этом истинного механизма процесса окисления веществ.

Продуктами полного сгорания топлива являются углекислый газ CO_2 , сернистый газ SO_2 и вода H_2O .

Пользуясь уравнениями реакций окисления горючей массы топлива, можно подсчи-

татель количество воздуха, необходимого для полного сгорания топлива, и объемы продуктов сгорания.

При взаимодействии углерода с кислородом имеем:



$$12,01 \text{ кг } C + 32 \text{ кг } O_2 = 44,01 \text{ кг } CO_2.$$

При сгорании 12,01 кг С расходуется 32 кг O_2 , т. е. на 1 кг С приходится примерно 2,66 кг O_2 .

Выразим газообразные вещества в уравнении (3-1) в объемных единицах¹:

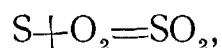
$$1 \text{ кг } C + \frac{32}{12,01 \gamma_{O_2}} \text{ нм}^3 O_2 = \frac{44}{12,01 \cdot \gamma_{CO_2}} \text{ нм}^3 CO_2.$$

Подставив соответствующие значения удельных весов, получим:

$$1 \text{ кг } C + 1,866 \text{ нм}^3 O_2 = 1,86 \text{ нм}^3 CO_2. \quad (3-1a)$$

Таким образом, объем углекислого газа, получающийся при сжигании углерода, равен объему пошедшего на окисление кислорода.

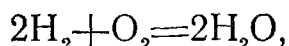
При горении серы имеем:



$$\left. \begin{aligned} 32,06 \text{ кг } S + 32 \text{ кг } O_2 &= 64,06 \text{ кг } SO_2, \\ 1 \text{ кг } S + 0,70 \text{ нм}^3 O_2 &= 0,70 \text{ нм}^3 SO_2. \end{aligned} \right\} \quad (3-2)$$

При сгорании 1 кг S расходуется примерно 1 кг O_2 .

Наконец, при окислении водорода имеем:



$$\left. \begin{aligned} 4,032 \text{ кг } H_2 + 32 \text{ кг } O_2 &= 36,032 \text{ кг } H_2O, \\ 1 \text{ кг } H_2 + 5,55 \text{ нм}^3 O_2 &= 1,11 \text{ нм}^3 H_2O. \end{aligned} \right\} \quad (3-3)$$

При сгорании 1 кг H_2 затрачивается 7,94 кг O_2 .

Для полного сжигания 1 кг рабочей массы твердого или жидкого топлива, элементарный состав которого выражается в процентах по весу, количество теоретически необходимого кислорода с учетом содержащегося в топливе кислорода может быть определено по формуле

$$L_{O_2}^0 = 2,66 \frac{C^p}{100} + \frac{S_{op+k}^p}{100} + 7,94 \frac{H^p}{100} - \frac{O^p}{100} \text{ кг/кг}. \quad (3-4)$$

Так как содержание кислорода в воздухе составляет примерно 21% по объему, то

¹ Объем газа при 0° С и 760 мм рт. ст. называется объемом при нормальных условиях и измеряется в нм³ (нормальных кубических метрах).

количество теоретически необходимого воздуха в нм³ на 1 кг твердого или жидкого топлива после соответствующих преобразований и подстановки значения γ_{O_2} в уравнение (3-4) выразится формулой

$$V_s^0 = 0,0889 (C^p + 0,375 S_{op+k}^p) + 0,265 H^p - 0,0333 O^p \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (3-5)$$

Рассмотрение реакций окисления горючих соединений, входящих в состав газообразных топлив, позволяет подсчитать количество воздуха, теоретически необходимого для полного сжигания 1 нм³ газа:

$$V_s^0 = 0,0476 [0,5 CO^T + 0,5 H_2^T + 2,0 CH_4^T + 1,5 H_2S^T + \Sigma \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n^T - O_2^T] \text{ нм}^3/\text{нм}^3. \quad (3-6)$$

Из уравнений (3-5) и (3-6) следует, что теоретически необходимые количества воздуха зависят только от элементарного состава топлив. Поэтому на единицу веса твердых и жидких топлив или единицу объема горючих газов они различны. Однако на 1000 ккал тепла, выделяемого топливом при сгорании, расходы воздуха отличаются мало.

Последнее дает возможность при отсутствии элементарного состава топлива определить с некоторым приближением теоретически необходимое количество воздуха V_s^0 по известной теплоте сгорания его на рабочую массу и влажности:

$$V_s^0 = a \frac{Q_H^p + W^p}{1000} \text{ нм}^3/\text{кг}, \quad (3-7)$$

где величина a для мазута и всех твердых ископаемых топлив (кроме сланцев) находится в пределах 1,07÷1,10, для сланцев и природных газов $a = 1,15 \div 1,20$.

3-2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОБЪЕМЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

При сжигании 1 кг твердого или жидкого топлива или 1 нм³ газообразного топлива в продуктах сгорания теоретически должны содержаться лишь продукты полного окисления горючих элементов— CO_2 , O_2 , H_2O и N_2^* . Получающиеся в этом случае объемы газов называются теоретическими.

* Содержание CO_2 , аргона и других составляющих атмосферного воздуха обычно не учитывают, так как их очень мало.

При полном сгорании 1 кг углерода, как видно из уравнения (3-1), получается 3,66 кг углекислого газа. Тогда объем CO_2 , получающийся при сжигании 1 кг топлива, будет равен:

$$V_{\text{CO}_2} = 3,66 \frac{C^p}{100} \frac{1}{\gamma_{\text{CO}_2}} \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (3-8)$$

Аналогичные подсчеты согласно уравнению (3-2) позволяют определить объем сернистого газа:

$$V_{\text{SO}_2} = 2 \frac{S_{\text{ор}+\kappa}^p}{100} \cdot \frac{1}{\gamma_{\text{SO}_2}} \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (3-9)$$

Так как при анализе продуктов сгорания содержания трехатомных газов CO_2 и SO_2 определяются совместно, то и объем их принято подсчитывать вместе, обозначая его символом V_{RO_2} , т. е.

$$V_{\text{RO}_2} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (3-10)$$

Подставляя значения удельных весов $\gamma_{\text{CO}_2} = 1,964 \text{ кг/нм}^3$ и $\gamma_{\text{SO}_2} = 2,858 \text{ кг/нм}^3$ в уравнения (3-8) и (3-9), получаем расчетную формулу для объема трехатомных газов на 1 кг твердого (кроме сланцев) или жидкого топлива:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01866 (C^p + 0,375 S_{\text{ор}+\kappa}^p) \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (3-11)$$

При определении объема трехатомных газов для горючих сланцев к рассчитанной величине по уравнению (3-11) необходимо прибавить объем карбонатной углекислоты $A_{\text{CO}_2}^p$. Таким образом, формула для расчета объема трехатомных газов для сланцев получается следующей:

$$V_{\text{RO}_2}^{\text{с.л.}} = 0,01866 (C^p + 0,375 S_{\text{ор}+\kappa}^p) + 0,00509 A_{\text{CO}_2}^p \cdot k_{\text{CO}_2} \text{ нм}^3/\text{кг}, \quad (3-11a)$$

где k_{CO_2} — степень разложения карбонатов золы, принимаемая равной 0,7 при слоевом сжигании и 1,0 — при камерном сжигании.

Теоретический объем азота в продуктах сгорания равен:

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 V_s^0 + \frac{N^p}{100} \frac{1}{\gamma_{\text{N}_2}} \text{ нм}^3/\text{кг}, \quad (3-12)$$

где $\gamma_{\text{N}_2} = 1,251 \text{ кг/нм}^3$ — удельный вес азота, входящего в состав топлива.

Окончательно имеем:

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 V_s^0 + 0,008 N^p \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (3-13)$$

В дымовых газах всегда содержатся также водяные пары. Они попадают в продукты сгорания следующими путями:

1) в результате окисления водорода топлива

$$8,94 \frac{H^p}{100} \frac{1}{\gamma_{\text{H}_2\text{O}}} \text{ нм}^3/\text{кг};$$

2) за счет влаги топлива

$$\frac{W^p}{100} \frac{1}{\gamma_{\text{H}_2\text{O}}} \text{ нм}^3/\text{кг};$$

3) с атмосферным воздухом

$$\frac{d V_s^0 \gamma_s}{1000} \cdot \frac{1}{\gamma_{\text{H}_2\text{O}}} \text{ нм}^3/\text{кг},$$

где d — содержание влаги в воздухе, г/кг; принимается обычно равным 10 г/кг; $\gamma_s = 1,293 \text{ кг/нм}^3$ — удельный вес воздуха;

4) с паром, используемым иногда в форсунках для распыливания мазута,

$$\frac{W_\phi}{\gamma_{\text{H}_2\text{O}}} \text{ нм}^3/\text{кг},$$

где W_ϕ — расход пара на распыливание мазута;

$\gamma_{\text{H}_2\text{O}} = 0,804 \text{ кг/нм}^3$ — удельный вес водяного пара при атмосферном давлении.

Таким образом, теоретический объем водяных паров в общем случае будет равен:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 H^p + 0,0124 W^p + 0,0161 V_s^0 + 1,24 W_\phi \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (3-14)$$

При сжигании газообразного топлива теоретические объемы продуктов сгорания подсчитываются по формулам:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 (\text{CO}_2^T + \text{CO}^T + \text{CH}_4^T + \text{H}_2\text{S}^T + \Sigma m C_m \text{H}_n^T) \text{ нм}^3/\text{нм}^3; \quad (3-15)$$

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 V_s^0 + 0,01 N^T \text{ нм}^3/\text{нм}^3, \quad (3-16)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 (\text{H}_2^T + 2\text{CH}_4^T + \text{H}_2\text{S}^T + \Sigma \frac{n}{2} C_m \text{H}_n^T + 0,124 d_z) + 0,0161 V_s^0 \text{ нм}^3/\text{нм}^3, \quad (3-17)$$

где d_z — влажность газообразного топлива, г/нм³.

Теоретический объем сухих газов состоит из объемов трехатомных газов и азота:

$$V_{\text{с.г.}}^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 \text{ нм}^3/\text{кг или нм}^3/\text{нм}^3. \quad (3-18)$$

Теоретический объем сухих газов $V_{\text{с.г.}}^0$ близок по величине к теоретически необходи-

мому количеству воздуха V_s^0 , но всегда несколько меньше его. Чем больше в топливе содержится водорода, тем меньше $V_{c.2}^0$ по сравнению с V_s^0 .

Суммарный теоретический объем продуктов сгорания равен:

$$V_z^0 = V_{c.2}^0 + V_{H_2O}^0 \text{ нм}^3/\text{кг} \text{ или } \text{нм}^3/\text{нм}^3. \quad (3-19)$$

3-3. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ОБЪЕМЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

В реальных условиях работы котельных агрегатов вследствие несовершенства топочных устройств добиться полного сгорания топлива при теоретическом количестве воздуха не представляется возможным. Поэтому количество подаваемого в топку воздуха V_s всегда больше теоретически необходимого V_s^0 .

Отношение действительного количества воздуха V_s , подаваемого в топку, к теоретически необходимому называется коэффициентом избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{V_s}{V_s^0}. \quad (3-20)$$

Величина коэффициента избытка воздуха выбирается в зависимости от большого числа факторов (например, от свойств топлива, способа сжигания его, конструкции топочных устройств и т. д.). Рекомендуемые значения величины коэффициента избытка воздуха в топке находятся в пределах от 1,1 до 1,3.

При сжигании топлива с $\alpha > 1$ действительный объем продуктов сгорания топлива больше теоретического.

Суммарный действительный объем продуктов сгорания

$$V_z = V_{c.2} + V_{H_2O} \text{ нм}^3/\text{кг} \text{ или } \text{нм}^3/\text{нм}^3. \quad (3-21)$$

Действительный объем сухих газов может быть подсчитан по формуле

$$V_{c.2} = V_{c.2}^0 + (\alpha - 1) V_s^0 \text{ нм}^3/\text{кг} \text{ или } \text{нм}^3/\text{нм}^3. \quad (3-22)$$

Вследствие того, что процесс окисления горючих соединений топлива, как правило, завершается в топочной камере, объем трехатомных газов V_{RO_2} остается неизменным по всему тракту дымовых газов. Увеличение же

объема сухих газов происходит за счет объемов азота и кислорода избыточного воздуха:

$$V_{N_2} = V_{N_2}^0 + 0,79(\alpha - 1)V_s^0 \text{ нм}^3/\text{кг} \text{ или } \text{нм}^3/\text{нм}^3; \quad (3-23)$$

$$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)V_s^0 \text{ нм}^3/\text{кг} \text{ или } \text{нм}^3/\text{нм}^3. \quad (3-24)$$

Следовательно, объем сухих газов может быть записан так:

$$V_{c.2} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} \text{ нм}^3/\text{кг} \text{ или } \text{нм}^3/\text{нм}^3. \quad (3-25)$$

За счет избыточного воздуха возрастает несколько и объем водяных паров

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha - 1)V_s^0 \text{ нм}^3/\text{кг} \text{ или } \text{нм}^3/\text{нм}^3. \quad (3-26)$$

Обычно в топочных камерах и газоходах котлов имеется некоторое разрежение¹. Этим предотвращается выбивание дымовых газов в помещение котельной. Но через лазы, гляделки, недостаточно уплотненные температурные швы обмуровки и неплотности в теплоизоляционных и кирпичных слоях обмуровки и металлической обшивке происходит присос окружающего воздуха в продукты сгорания топлива.

Допустимая величина присоса воздуха в топку составляет 5—10% от теоретически необходимого количества воздуха V_s^0 , т. е. $\Delta\alpha_m = 0,05 - 0,1$. В газоходе пароперегревателя $\Delta\alpha_{nn} = 0,05$, водяного экономайзера $\Delta\alpha_{с.э} = 0,02 - 0,03$, в трубчатых воздушных подогревателях $\Delta\alpha_{с.н} = 0,05$ и т. д.

Следовательно, если коэффициент избытка воздуха в топке равен 1,15, то на выходе из топки $\alpha_m = 1,2$, за пароперегревателем $\alpha_{nn} = 1,25$, за водяным экономайзером $\alpha_{с.э} = 1,27$ и т. д.

Расчет объемов продуктов сгорания топлива производится для выбранных согласно имеющимся рекомендациям значений α_m и присосов холодного воздуха $\Delta\alpha$ в отдельных участках газового тракта котла. При этом условно считается, что процесс горения топлива происходит до полного окисления всех его горючих составляющих.

В условиях работы котельных агрегатов в дымовых газах почти всегда есть большее

¹ Исключение составляют лишь котлы с наддувом, топка и газоходы которых находятся под небольшим избыточным давлением.

или меньшее количество продуктов неполного горения. Ими могут быть окись углерода CO , водород H_2 , метан CH_4 , а иногда и тяжелые углеводороды C_mH_n .

Если бы горючими составляющими топлива были только углерод и сера, а кислород в нем отсутствовал, то при полном сгорании его с теоретически необходимым количеством воздуха процентное содержание трехатомных газов составляло бы примерно 21%:

$$\text{RO}_2 = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_{\text{O}_2}^0} \cdot 100 \approx 21\% \quad (3-27)$$

В топливах, кроме углерода и серы, имеются водород и кислород. Если кислорода в топливе столько, что его хватает на полное окисление всего водорода, т. е. $\frac{\text{O}^p}{8} = \text{H}^p$, то и в этом случае $\text{RO}_2 \approx 21\%$ при $\alpha = 1$. Так как почти всегда $\text{H}^p - \frac{\text{O}^p}{8} > 0$, то обычно $\text{RO}_2 < 21\%$.

Для каждого топлива в зависимости от его элементарного состава существует некоторое максимальное содержание трехатомных газов $\text{RO}_2^{\text{макс}}$, которое образуется при полном сгорании топлива с теоретически необходимым количеством воздуха. Расчет $\text{RO}_2^{\text{макс}}$ для твердых и жидких топлив может быть произведен по формуле (3-27), для чего в нее необходимо подставить величины V_{RO_2} из формулы (3-11) и $V_{\text{O}_2}^0$ из формулы (3-18). Пренебрегая объемом азота топлива вследствие его весьма небольшой величины, получаем расчетную формулу

$$\text{RO}_2^{\text{макс}} = \frac{21}{1 + 2,37 \frac{\text{H}^p - 0,126 \text{O}^p}{\text{C}^p + 0,375 \text{S}_{\text{ор}+\kappa}^p}} \% \quad (3-28)$$

Выражение, стоящее в знаменателе и зависящее лишь от элементарного химического состава топлива, принято обозначать

$$\beta = 2,37 \frac{\text{H}^p - 0,126 \text{O}^p}{\text{C}^p + 0,375 \text{S}_{\text{ор}+\kappa}^p} \quad (3-29)$$

Тогда уравнение (3-28) может быть представлено следующим образом:

$$\text{RO}_2^{\text{макс}} = \frac{21}{1 + \beta} \% \quad (3-30)$$

Значения коэффициента β для твердых топлив колеблются в пределах $0,035 \div 0,150$.

Для сланцев и мазута, содержащих относительно большое количество водорода, $\beta = 0,20 - 0,35$.

Для газообразных топлив β выражается формулой

$$\beta \approx 0,21 \frac{0,01 \text{N}_2^T + 0,79 \text{V}_g^0}{V_{\text{RO}_2}} - 0,79 \quad (3-31)$$

Величина коэффициента β для газовых топлив изменяется в широких пределах: средние значения для природных газов равны примерно $0,7 - 0,8$, для генераторного газа $0,04 - 0,06$, а для доменного газа он становится даже отрицательным.

Согласно уравнению (3-30) величины $\text{RO}_2^{\text{макс}}$ находятся в следующих пределах:

для твердых топлив	18 — 20%
для мазута	16 — 17%
для природных газов	11 — 13%
для генераторного газа	20%
для искусственных газов с $\beta < 0$ (на- пример, для доменного газа)	$> 21\%$

Превышение значения $\text{RO}_2^{\text{макс}}$ более 21% объясняется присутствием в некоторых искусственных газообразных топливах значительных количеств углекислого газа CO_2 , полученных не за счет кислорода воздуха.

При коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1$ содержание трехатомных газов RO_2 меньше $\text{RO}_2^{\text{макс}}$.

Коэффициент избытка воздуха в топке и газоходах котла определяют по анализу дымовых газов на содержание в нем трехатомных газов RO_2 , кислорода O_2 , продуктов неполного горения — окиси углерода CO , водорода H_2 , метана CH_4 , а иногда и тяжелых углеводородов. Содержание азота в дымовых газах находят по разности

$$\text{N}_2 = 100 - (\text{RO}_2 + \text{O}_2 + \text{CO} + \text{H}_2 + \text{CH}_4 + \text{C}_m\text{H}_n) \% \quad (3-32)$$

Состав продуктов сгорания топлива определяется с помощью специальных приборов — газоанализаторов. По принципу действия газоанализаторы делятся на две группы. Газоанализаторы первой группы основаны на принципе избирательного поглощения отдельных составляющих продуктов сгорания химическими реактивами. Они бывают ручные и автоматические. Простейшим ручным газоанализатором является прибор Орса.

Прибор Орса дает возможность определять содержания в продуктах сгорания трех-

атомных газов RO_2 и кислорода O_2 в процентах к объему сухих газов V_{c2} , т. е. произвести неполный газовый анализ, по которому можно судить главным образом о величине коэффициента избытка воздуха.

Полный газовый анализ с определением кроме RO_2 и O_2 продуктов неполного сгорания (CO , H_2 , CH_4 и тяжелых углеводородов) может быть сделан на более сложных лабораторных газоанализаторах (Норзе, ВТИ и др.). В них метод избирательного поглощения сочетается с дожиганием продуктов неполного сгорания.

Газоанализаторы второй группы основаны на принципе сравнения физических свойств газов и воздуха. Наибольшее распространение имеют электрические газоанализаторы для контроля избытка воздуха путем измерения содержания CO_2 . В них используется принцип сравнения теплопроводностей воздуха и CO_2 .

В последнее время начинает получать распространение газоанализатор на кислород, принцип действия которого основан на различии магнитных свойств газов.

Электрические и магнитные газоанализаторы действуют автоматически и снабжаются как указывающими, так и регистрирующими приборами. Они являются эксплуатационными приборами, позволяющими непрерывно вести контроль за работой котельного агрегата.

Ручной газоанализатор ОРСА и лабораторные аппараты ВТИ, Норзе и др. дают более точные результаты и потому служат для проверки автоматических приборов и используются при различных испытаниях котельных агрегатов.

3.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

По данным полного газового анализа коэффициент избытка воздуха согласно формуле (3-20) может быть представлен в таком виде:

$$\alpha = \frac{V_s}{V_s - \Delta V}, \quad (3-33)$$

где ΔV — объем воздуха, $нм^3/кг$ или $нм^3/нм^3$, который остался бы лишним, если бы при данном количестве поступившего в топку воздуха горение топлива было бы полным.

Действительный объем воздуха, подаваемый в топку, выражается через объем азота в продуктах сгорания следующей формулой:

$$V_s = \frac{100}{79} (V_{N_2} - V_{N_2}^T) \text{ нм}^3/кг \text{ или } \text{нм}^3/нм^3, \quad (3-34)$$

где $\frac{100}{79}$ — коэффициент, учитывающий, что азот составляет примерно 79% от объема воздуха;

V_{N_2} — объем азота в дымовых газах, $нм^3/кг$, равный

$$V_{N_2} = \frac{N_2}{100} V_{c2} \text{ нм}^3/кг \text{ или } \text{нм}^3/нм^3, \quad (3-35)$$

$V_{N_2}^T$ — объем азота, $нм^3/кг$, содержащегося в топливе; в твердых и жидких топливах содержание азота мало и поэтому величиной $V_{N_2}^T$ можно пренебрегать.

Объем сухих газов для твердых и жидких топлив при коэффициенте избытка воздуха $\alpha \neq 1$ подсчитывается по данным газового анализа.

Поскольку процентное содержание газов определяется по отношению к объему сухих газов, т. е.

$$RO_2 = \frac{V_{CO_2} + V_{SO_2}}{V_{c2}} 100\%, \quad (3-36)$$

$$CO = \frac{V_{CO}}{V_{c2}} 100\%, \quad (3-37)$$

и т. п., то объем сухих газов может быть выражен следующей формулой:

$$V_{c2} = \frac{V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{CO}}{RO_2 + CO} 100 \text{ нм}^3/кг. \quad (3-38)$$

Из рассмотрения уравнения (3-1а) следует, что для получения 1 $нм^3$ CO_2 расходуется 0,54 $кг$ C . По соответствующему стехиометрическому уравнению окисления углерода в CO получается, что на 1 $нм^3$ CO тратится тоже 0,54 $кг$ C . Следовательно, суммарный объем продуктов окисления углерода получается равным

$$V_{CO_2} + V_{CO} = \frac{S_p}{54} \text{ нм}^3/кг. \quad (3-39)$$

Аналогичным образом в соответствии с уравнением (3-2) находим:

$$V_{SO_2} = \frac{S_{op}^p + \kappa}{143} \text{ нм}^3/кг. \quad (3-40)$$

Подставляя значения объемов газов из уравнений (3-39) и (3-40) в уравнение (3-38),

получаем расчетную формулу для объема сухих газов твердого и жидкого топлива:

$$V_{c.z} = \frac{C^p + 0,375 S_{op+k}^p}{0,54 (RO_2 + CO)} \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (3-41)$$

Для газообразного топлива объем сухих газов равен:

$$V_{c.z} = \frac{CO_2^T + CO^T + CH_4^T + 2C_2H_4^T + \sum m C_m H_n^T}{CO_2 + CO + CH_4} \text{ нм}^3/\text{нм}^3. \quad (3-42)$$

Количество воздуха, которое осталось бы лишним, если бы произошло полное сгорание горючих составляющих топлива, рассчитывается по формуле

$$\Delta V = \frac{100}{21} V'_{O_2}, \quad (3-43)$$

где $\frac{100}{21}$ — коэффициент, учитывающий, что кислород составляет примерно 21% от объема воздуха;

V'_{O_2} — объем кислорода, потребный для догорания продуктов неполного сгорания, $\text{нм}^3/\text{кг}$ или $\text{нм}^3/\text{нм}^3$.

Он рассчитывается по соответствующим стехиометрическим реакциям. Так, например, согласно уравнению (3-3) для окисления 1 кг H_2 затрачивается 8 кг O_2 , или при пересчете в объемных единицах на 1 $\text{нм}^3 H_2$ приходится 0,5 $\text{нм}^3 O_2$. Тогда

$$V'_{O_2} = V_{O_2} - 0,5 V_{CO} - 0,5 V_{H_2} - 2 V_{CH_4} \text{ нм}^3/\text{кг} \text{ или } \text{нм}^3/\text{нм}^3. \quad (3-44)$$

Выразив объемы кислорода V_{O_2} , окиси углерода V_{CO} и т. д. в формуле (3-44) через процентное содержание их по отношению к объему сухих газов, получим:

$$\Delta V = \frac{V_{c.z}}{21} (O_2 - 0,5 CO - 0,5 H_2 - 2 CH_4) \text{ нм}^3/\text{кг} \text{ или } \text{нм}^3/\text{нм}^3. \quad (3-45)$$

Подставив значение V_s из формулы (3-34) и ΔV из формулы (3-45) в формулу (3-33), получим расчетную формулу для определения коэффициента избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \frac{O_2 - 0,5 CO - 0,5 H_2 - 2 CH_4}{N_2 - \frac{N_2^T}{V_{c.z}}}}. \quad (3-46)$$

При отсутствии данных полного газового анализа содержание окиси углерода может быть определено по анализу газов на RO_2 и O_2 . При наличии в дымовых газах из продуктов неполного сгорания лишь CO объем сухих газов записывается следующим образом:

$$V_{c.z} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{CO} + V_{O_2} + V_{N_2} \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (3-47)$$

Объем азота в сухих газах состоит из азота воздуха и небольшого объема азота топлива, которым при расчетах для твердых и жидких топлив можно пренебречь. Выражаем объем азота через соответствующий ему объем кислорода, содержащийся в воздухе, т. е.

$$V_{N_2} = \frac{79}{21} V_{O_2}^s \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (3-48)$$

Содержание кислорода воздуха находим по уравнению

$$V_{O_2}^s = V_{O_2}^{CO_2} + V_{O_2}^{SO_2} + V_{O_2}^{CO} + V_{O_2}^{H_2O} + V_{O_2} - \frac{O^p}{100 \cdot \gamma_{O_2}} \text{ нм}^3/\text{кг}, \quad (3-49)$$

где $V_{O_2}^{CO_2}$, $V_{O_2}^{CO}$, $V_{O_2}^{SO_2}$ и $V_{O_2}^{H_2O}$ — объемы кислорода воздуха, затраченные на окисление углерода, серы и водорода, $\text{нм}^3/\text{кг}$; V_{O_2} — объем неиспользованного кислорода, $\text{нм}^3/\text{кг}$.

Из уравнений (3-1a) — (3-3) и по соответствующей стехиометрической реакции окисления углерода в окись углерода можно записать

$$V_{O_2}^{CO_2} = V_{CO_2} \text{ нм}^3/\text{кг}, \quad (3-50)$$

$$V_{O_2}^{SO_2} = V_{SO_2} \text{ нм}^3/\text{кг}, \quad (3-51)$$

$$V_{O_2}^{CO} = 0,5 V_{CO} \text{ нм}^3/\text{кг}, \quad (3-52)$$

$$V_{O_2}^{H_2O} = 5,55 \frac{H^p}{100} \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (3-53)$$

Полученные значения объемов кислорода подставляем в уравнение (3-49) и (3-48), затем в уравнение (3-47):

$$V_{c.z} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{CO} + V_{O_2} + \frac{79}{21} (V_{CO_2} + V_{SO_2} + 0,5 V_{CO} + V_{O_2} + 5,55 \frac{H^p}{100} - \frac{O^p}{142,8}) \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (3-54)$$

После соответствующих преобразований уравнение (3-54) принимает следующий вид:

$$\frac{V_{CO_2}}{V_{c.2}} 100 + \frac{V_{SO_2}}{V_{c.2}} 100 + 0,605 \frac{V_{CO}}{V_{c.2}} 100 + \frac{V_{O_2}}{V_{c.2}} + 4,38 \frac{H^p - 0,126 O^p}{V_{c.2}} = 21\% \quad (3-55)$$

Подставив значение $V_{c.2}$ по уравнению (3-41) и заменив соответствующее выражение коэффициентом β согласно формуле (3-29), получим:

$$RO_2 + 0,605 CO + O_2 + \beta (RO_2 + CO) = 21\% \quad (3-56)$$

откуда

$$CO = \frac{(21 - \beta RO_2) - (RO_2 + O_2) 0,1}{0,605 + \beta} \quad (3-57)$$

Эта формула дает точное значение CO только в тех случаях, когда в дымовых газах отсутствуют другие продукты неполного горения (H_2 , CH_4 и пр.).

При полном сгорании топлива, когда $CO = H_2 = CH_4 = 0$, уравнение (3-56) записывается так:

$$21 - O_2 = RO_2 (1 + \beta) \% \quad (3-58)$$

Отсюда получается формула для определения содержания RO_2 по процентному содержанию в дымовых газах O_2 и коэффициенту β :

$$RO_2 = \frac{21 - O_2 \%}{1 + \beta} \quad (3-59)$$

Для полного сгорания топлива формула для определения коэффициента избытка воздуха (3-46) упрощается:

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \frac{O_2}{N_2 - \frac{N_2^T}{V_{c.2}}}} \quad (3-60)$$

При определении α для твердого и жидкого топлива величиной N_2^T можно пренебречь ввиду ее малого значения.

Заменим N_2 и O_2 в уравнении (3-60) соответствующими значениями из уравнений (3-32) и (3-58) и, сделав ряд преобразований, получим выражение для коэффициента избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{\frac{79}{RO_2} + \beta}{79 \frac{1 + \beta}{21} + \beta} \quad (3-61)$$

Поскольку по уравнению (3-30)

$$\frac{1 + \beta}{21} = \frac{1}{RO_2^{max}}, \quad (3-62)$$

то при полном сжигании топлива, пренебрегая небольшой величиной β , получим приближенную формулу для оценки коэффициента избытка воздуха:

$$\alpha \approx \frac{RO_2^{max}}{RO_2} \quad (3-63)$$

Таким образом, по содержанию в продуктах сгорания трехатомных газов RO_2 можно судить об избытке воздуха в топке и газоходах котла. Чем больше коэффициент избытка воздуха на выходе из котельного агрегата α_{yx} , тем больший объем их, а следовательно больше тепла теряется бесполезно, т. е. тем ниже будет экономичность работы котла.

Эксплуатационный контроль за экономичностью работы котельного агрегата осуществляется в настоящее время в большинстве случаев по автоматическому газоанализатору на CO_2 . Для котельного агрегата, работающего на определенном виде топлива, по оптимальному значению α_m и величине коэффициента β устанавливают значение RO_2 при номинальной нагрузке котла. Однако на стан-

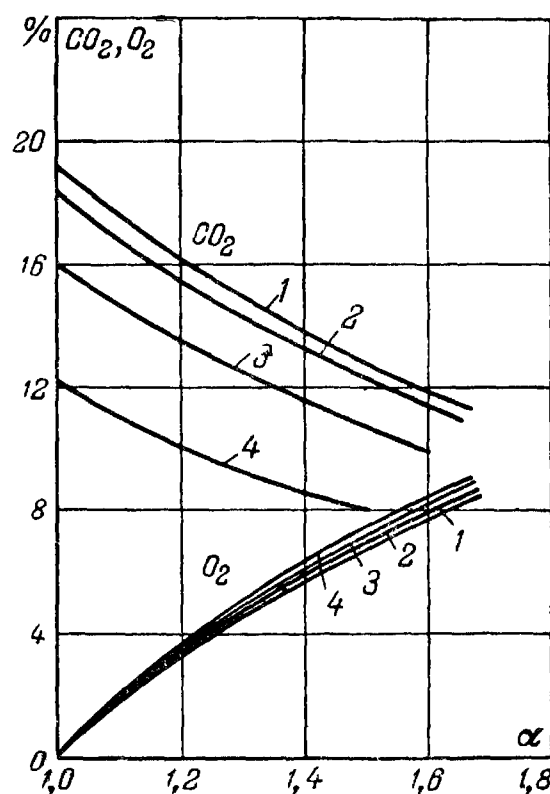


Рис. 3-1. Содержание CO_2 и O_2 в дымовых газах в зависимости от коэффициента избытка воздуха.

1 — антрацит и торф; 2 — бурый уголь; 3 — мазут; 4 — природный газ.

цию топливо поступает не всегда постоянного состава. Так как при этом меняется величина коэффициента β , а следовательно и RO_2^{max} то поддержание постоянным значения RO_2 не является экономичным. Более правильным методом регулирования работы топочных устройств и наблюдения за плотностью газыходов является контроль дымовых газов по кислороду. Содержание в продуктах сгорания кислорода зависит главным образом от величины избытка воздуха. Это отчетливо видно из рис. 3-1.

С появлением автоматических газоанализаторов на кислород метод контроля и регулирования экономичности работы котельного агрегата по газовому анализу становится очень перспективным.

3-5 ЭНТАЛЬПИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

При проведении конструкторских и поверочных расчетов котельных агрегатов, а также при обработке результатов испытаний необходимо знать энтальпии продуктов сгорания. Так как теплоемкости газов различны, то энтальпии составляющих дымовых газов следует подсчитывать отдельно.

Энтальпия теоретического объема газов при температуре $t^\circ\text{C}$ подсчитывается по формуле

$$I_z^0 = (V_{RO_2} c_{RO_2} + V_{N_2} c_{N_2} + V_{H_2O} c_{H_2O}) t \text{ ккал/кг} \\ \text{или ккал/нм}^3. \quad (3-64)$$

Энтальпия продуктов сгорания при $\alpha > 1$ и температуре $t^\circ\text{C}$ будет больше I_z^0 :

$$I_z = I_z^0 + (\alpha - 1) I_s^0 + I_{\Delta V_{H_2O}} + I_s \text{ ккал/кг} \\ \text{или ккал/нм}^3. \quad (3-65)$$

Здесь I_s^0 — энтальпия теоретически необходимого воздуха:

$$I_s^0 = V_s^0 c_s t \text{ ккал/кг или ккал/нм}^3; \quad (3-66)$$

$I_{\Delta V_{H_2O}}$ — энтальпия дополнительного объема водяных паров:

$$I_{\Delta V_{H_2O}} = 0,0161 (\alpha - 1) V_s^0 c_{H_2O} t \text{ ккал/кг} \\ \text{или ккал/нм}^3; \quad (3-67)$$

I_s — энтальпия золы:

$$I_s = a_{yn} \frac{A^p}{100} c_s t \text{ ккал/кг}, \quad (3-68)$$

где a_{yn} — доля золы топлива, уносимая газами из топки; значение ее выбирается по табл. 4-1 или 4-2.

В приведенных формулах c_{RO_2} , c_{N_2} , c_{H_2O} , c_s , c_s ккал/нм³, $^\circ\text{C}$ — соответственно теплоемкости при постоянном давлении трехатомных газов, азота, водяных паров, воздуха и золы при температуре $t^\circ\text{C}$.

Так как величина $I_{\Delta V_{H_2O}}$ даже для высококалорийных топлив с большим значением V_s^0 (антрацит, тощие угли) мала, то для некоторого упрощения расчета ею обычно пренебрегают.

Энтальпия золы I_s тоже невелика по сравнению с другими составляющими суммарной энтальпии газов. Поэтому ее следует учитывать лишь в том случае, когда приведенная величина уноса золы

$$a_{yn} A^n > 6. \quad (3-69)$$

Расчет энтальпий продуктов сгорания производят для топки и всех газыходов котельного агрегата.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТОПЛИВА

4-1. ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА

Существующие в настоящее время топочные устройства можно разделить на слоевые и камерные. В слоевых топках основная масса топлива сгорает в слое. В камерных топках топливо сгорает во взвешенном состоянии.

С точки зрения аэродинамики камерные топки делят на факельные и вихревые.

Ряд конструкций топочных устройств занимает промежуточное положение. Например, в слоевых топках с пневмо-механическими забрасывателями значительное количество мелких частиц топлива сгорает в топочной камере над слоем. Эти топки называют факельно-слоевыми.

Схема слоевого способа сжигания топлива показана на рис. 4-1.

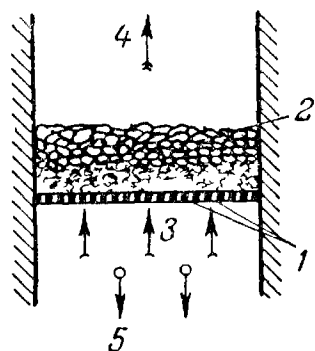


Рис 4-1 Схема слоевого способа сжигания топлива

1 — колосниковая решетка
2 — топливо, 3 — воздух
4 — продукты сгорания 5 — очаговые остатки

В слоевых топочных устройствах сжигается только твердое топливо. Оно подается в топку обычно после предварительной сортировки на месте добычи.

В зависимости от конструкции топки слой топлива лежит неподвижно на колосниковой решетке или медленно по ней перемещается. Воздух, необходимый для горения, подается под колосниковую решетку и через отверстия в колосниках или зазоры между ними проникает в слой топлива и топочную камеру.

Большая часть поступающего в топку топлива сгорает на колосниковой решетке в слое. В топочной камере над слоем горят газообразные вещества, выделяющиеся при разложении топлива, и небольшие кусочки его, уносимые потоком воздуха и продуктов сгорания. Здесь же происходит окисление газообразных продуктов неполного горения, образующихся при горении кокса.

Классификация наиболее типичных и относительно широко распространенных топочных устройств со слоевым сжиганием топлива представлена на рис 4-2.

Слоевые топки могут быть разделены на три группы.

В первую группу входят топки с неподвижным слоем топлива. Решетки в этом случае выполняют из неподвижно закрепленных или качающихся колосников и располагают горизонтально или с небольшим углом наклона (рис 4-2, а). Подача свежего топлива в этих конструкциях осуществляется на слой горящего топлива. Воздух подводится через отверстия в колосниковой решетке навстречу движению топлива, очаговые остатки — шлак спускаются под решетку.

Во вторую группу объединены слоевые топки, в которых топливо перемещается по решетке. Сюда входят топки с наклонной решеткой, выполняемой из колосников, образующих ровную наклонную плоскость или ступенчатую наклонную решетку (рис 4-2, б). В этих конструкциях топков топливо движется по решетке под влиянием силы тяжести.

В других конструкциях этой группы топливо перемещается по решетке принудительно в топке с наклонно-переталкивающей решеткой под влиянием возвратно-поступательного движения ступенчатых колосников (рис 4-2, в), в топке с шурующей планкой под действием возвратно-поступательного движения шурующей планки по неподвижному горизонтальному колосниковому полотну решетки (рис 4-2, г). Воздух, необходимый для горения топлива, подается под решетку, очаговые остатки сбрасываются в конце решетки.

К третьей группе относятся слоевые топки, в которых топливо перемещается вместе с ре-

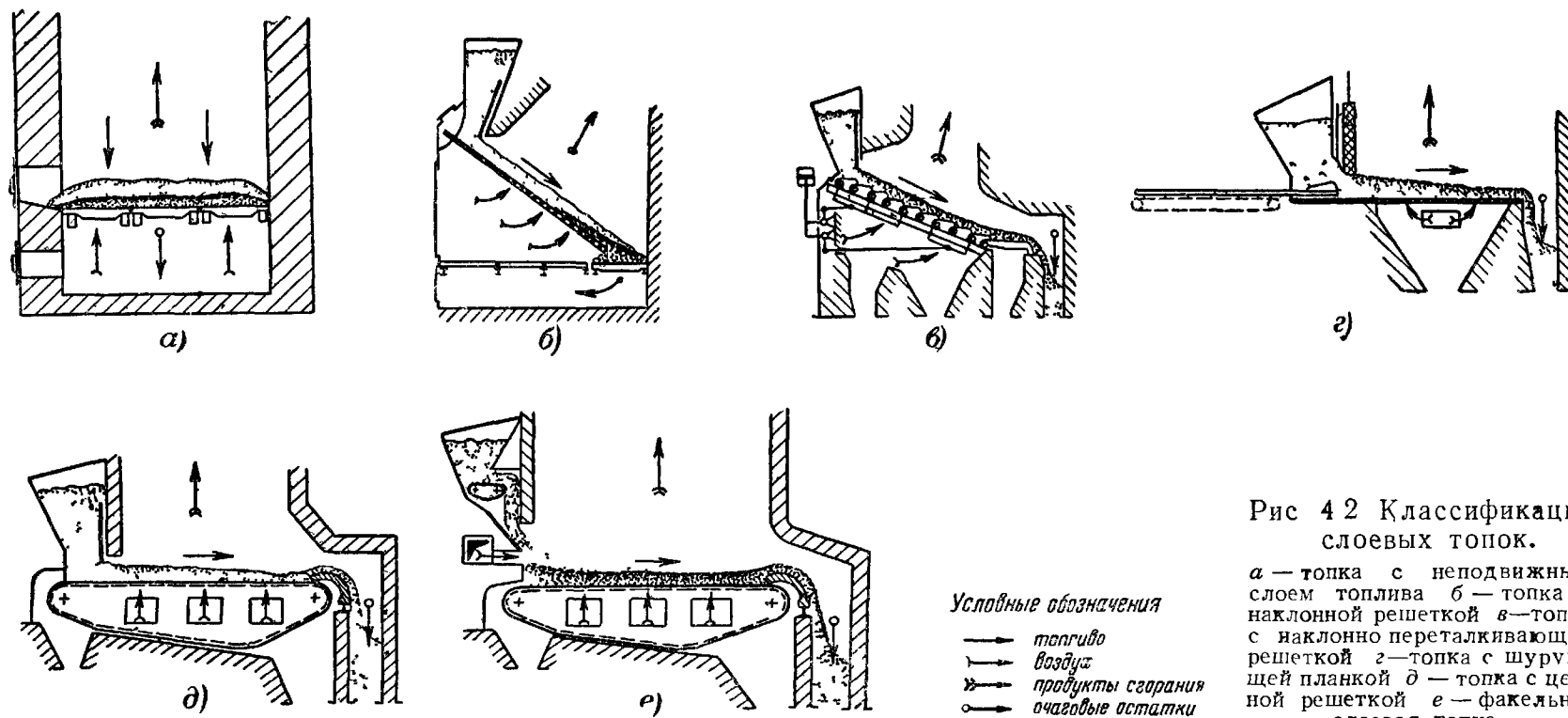


Рис 4-2 Классификация слоевых топок.

а — топка с неподвижным слоем топлива б — топка с наклонной решеткой в — топка с наклонно-переталкивающей решеткой г — топка с шурующей планкой д — топка с цепной решеткой е — факельно-слоевая топка

Условные обозначения

— топливо
--- воздух
- · - продукты сгорания
- · - очаговые остатки

шеткой. Свежее топливо подается из бункера на медленно движущееся бесконечное колосниковое полотно цепной решетки. По мере движения цепной решетки лежащее на ней топливо прогревается, воспламеняется и сгорает.

Подача топлива на решетку может осуществляться под влиянием силы тяжести (рис. 4-2, д) или с помощью забрасывателя (рис. 4-2, е).

Факельный способ сжигания, схема которого изображена на рис. 4-3, характеризуется непрерывным движением топлива вместе с потоком воздуха и продуктов сгорания в топочной камере.

Горючие газы сжигают обычно без какой-либо подготовки перед подачей их в топку. Жидкое топливо предварительно очень мелко распыливают с помощью форсунок, чтобы капельки не выпадали из потока и успевали полностью сгореть за тот короткий промежуток времени, в течение которого они находятся в топке. Твердое топливо, сжигаемое факельным способом, подвергают очень тонкому размолу, при котором от 60 до 90% всех частиц имеют размер менее 90 мк. Угольная пыль вдувается в топочную камеру вместе с воздухом.

Классификация факельных топок для сжигания твердых топлив может быть проведена в зависимости от организации отвода из топочной камеры шлака и золы. По этому принципу факельные топки делят на две группы:

- 1) топки с сухим (гранулированным) шлакоудалением;
- 2) топки с жидким шлакоудалением.

Наибольшее распространение имеют топки с сухим шлакоудалением (см. рис. 4-4, а). Это однокамерные топки, нижняя часть которых представляет собой холодную воронку. Ядро факела располагается несколько ниже центра топочной камеры. В зоне холодной воронки и в верхней части топки температуры продуктов горения более низкие, чем в ядре факела. Взвешенные в потоке топочных газов частички золы, попадая из ядра факела в области относительно пониженных температур, охлаждаются и затвердевают. Небольшая часть золы (примерно 10—15%) выпадает в шлаковый бункер, расположенный под холодной воронкой. Остальная же зола уносится топочными газами в газоходы котла.

Топки с жидким шлакоудалением бывают однокамерные и двухкамерные.

В однокамерных топках (рис. 4-4, б) горелки располагаются под некоторым углом к горизонтальному поду, на небольшой высоте от него, вследствие чего ядро факела смещается в нижнюю часть топки. На высоте примерно 4—5 м от пода топки все экраны закрываются теплоизоляционным материалом, что резко снижает их тепловосприятие. Все это обуславливает возникновение вблизи плоского пода топки температуры порядка 1500—1600°С, при которой шлак находится в жидкоплавком состоянии.

Скапливаясь на поду, жидкий шлак образует шлаковую ванну, из которой непрерывно удаляется через перелив (летку). В верхней части топки за счет лучистого теплообмена с экранными поверхностями происходит снижение температуры продуктов сгорания и содержащихся в них частиц золы.

В двухкамерных топках (рис. 4-4, в) процесс горения топлива и охлаждения продуктов сгорания разделены. Первая камера, носящая название камеры горения, выполнена с горизонтальным подом и футерованная (т. е. закрытая теплоизоляционным материалом) экранами. Между первой и второй камерой, носящей название камеры охлаждения, имеется несколько рядов футерованных труб, предназначенных для

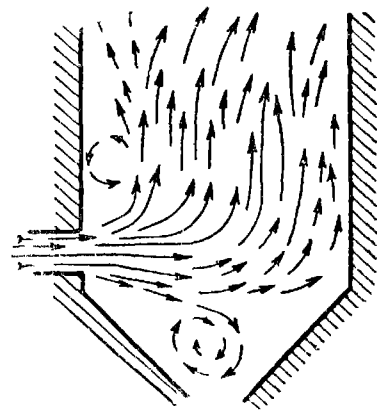


Рис. 4-3. Схема факельного способа сжигания топлива.

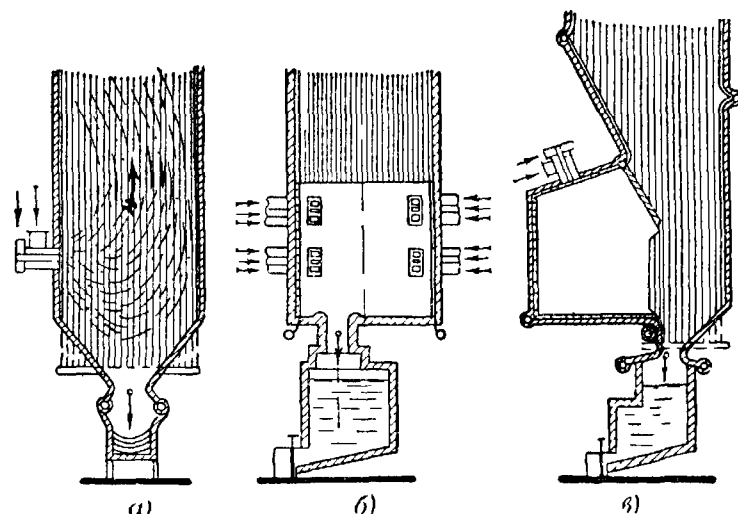


Рис. 4-4. Факельные топки для твердого топлива.

а — топка с сухим шлакоудалением, б — однокамерная топка с жидким шлакоудалением, в — двухкамерная топка с жидким шлакоудалением.

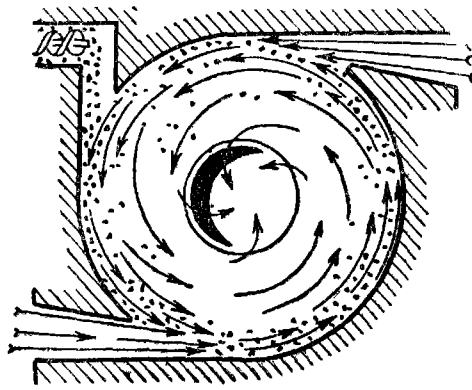


Рис. 4-5. Схема вихревого способа сжигания топлива.

улавливания расплавленных капелек золы, содержащихся в потоке продуктов сгорания. Не уловленные частички золы затвердевают в камере охлаждения. Небольшая часть золы падает в холодную воронку, а остальная уносится в газоходы котла. Твердые частички золы из холодной воронки вместе с жидким шлаком из камеры горения поступают в шлаковый бункер.

В топках с жидким шлакоудалением доля летучей золы меньше, чем в топках с сухим шлакоудалением, но все же велика. Она составляет в среднем в однокамерных топках 30—40%, в двухкамерных — 50—60%.

Вихревой способ сжигания топлив основан на транспортирующей способности вихрей. Схема его приведена на рис 4-5. В камере сгорания создается устойчивое вихревое движение потока воздуха, вместе с которым принудительно движется топливо. Отбрасываемые центробежной силой к периферии камеры сгорания, частицы топлива успевают почти полностью сгореть. Для создания вихревого потока в камере сгорания воздуху придают вращательное движение путем ввода его тангенциально. Из камеры сгорания

топочные газы поступают в камеру охлаждения.

Вихревые топочные устройства для сжигания твердого топлива носят название циклонных топок.

В отечественной энергетике применяются в основном два типа циклонных топок:

- а) топка с вертикальными предтопками,
- б) топка с горизонтальными предтопками.

В топке с вертикальными предтопками (рис. 4-6,а) камеры сгорания выполнены в виде вертикальных цилиндрических предтопок с отношением высоты к диаметру $\frac{L}{D} = 4—6$. К камере охлаждения они подсоединяются в нижней части. В горизонтальном соединительном газоходе установлен шлакоулавливающий пучок труб. Часть жидких капелек шлака, которые уносятся продуктами сгорания из предтопок, задерживаются на этих трубах и стекают по ним в шлаковую ванну. Угольную пыль вместе с частью воздуха подают в предтопки аксиально; остальной воздух вводят тангенциально со скоростью 40—60 м/сек. В этих топках удается отводить до 80—85% шлака в жидком состоянии. Это достигается созданием высоких температур в предтопках, приданием вращательного движения факелу, вследствие чего расплавленные частицы шлака отжимаются к стенкам предтопок и стекают по ним вниз, сильно развитой поверхностью стен предтопок, тесным прижатием потока топочных газов к поду и размещением футерованного пучка труб на выходе их в топочную камеру.

Топки с горизонтальными или слабонаклонными циклонами (рис. 4-6,б) выполняют с отношением длины циклона к его диаметру $\frac{L}{D} = 1 \div 1,5$. Подачу в них основной массы воздуха производят тангенциально с очень большой скоростью (120—180 м/сек). Отвод продуктов сгорания из циклонов осуществляют в их центральной части через специальное отверстие, диаметр которого составляет 0,4—0,5 диаметра циклона. В результате вихревого движения потока время пребывания частиц топлива и золы в камере сгорания во много раз превышает время пребывания в ней продуктов сгорания.

Высокие температуры и продолжительность пребывания топлива и золы в циклонах дают возможность сжигать в этих топках

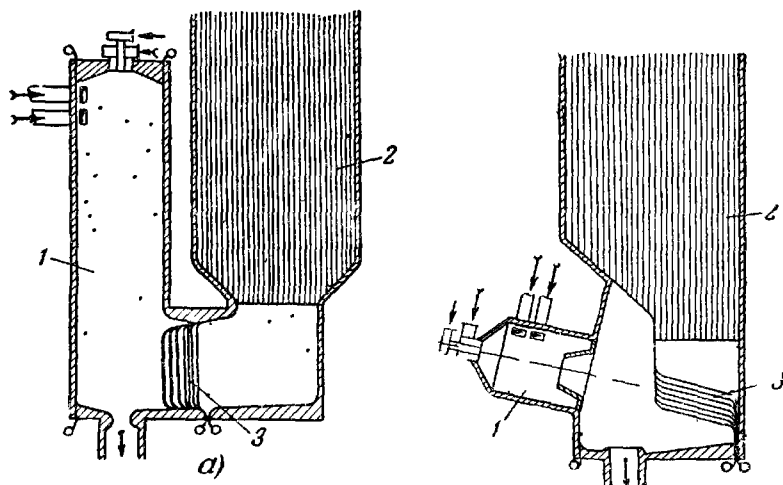


Рис. 4-6. Схемы циклонных топок.

а — с вертикальными предтопками; б — с горизонтальными предтопками. 1 — камера сгорания; 2 — камера охлаждения; 3 — шлакоулавливающий пучок труб.

дробленый уголь с размерами частиц до 5 мм и улавливать в виде жидкого шлака до 90—95% золы.

4-2. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И К. П. Д. КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Эффективность использования топлива в котельном агрегате определяется в основном двумя факторами: полнотой процесса горения топлива и глубиной охлаждения продуктов сгорания.

Большая часть тепла, вносимого в котельный агрегат, воспринимается поверхностями нагрева и передается рабочему телу. За счет этого тепла производятся подогрев воды до температуры кипения, ее испарение и перегрев пара. Это есть полезно используемое тепло.

Остальное тепло, составляющее в современных мощных котлоагрегатах примерно 8—12%, не используется для получения перегретого пара. Это происходит вследствие различного рода потерь тепла, сопутствующих работе котельного агрегата.

Распределение вносимого в котельный агрегат тепла на полезно используемое и отдельные потери производится путем составления теплового баланса.

В общем виде уравнение теплового баланса котельного агрегата при установившемся режиме работы записывается следующим образом:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (4-1)$$

где Q_p^p — располагаемое тепло на 1 кг рабочего топлива твердого или жидкого или на 1 нм^3 сухого газообразного топлива, ккал/кг или ккал/нм^3 ;

Q_1 — полезно используемое тепло, ккал/кг или ккал/нм^3 ;

Q_2 — потеря тепла с уходящими газами, ккал/кг или ккал/нм^3 ;

Q_3 — потеря тепла от химической неполноты сгорания топлива, ккал/кг ;

Q_4 — потеря тепла от механической неполноты сгорания топлива, ккал/кг ;

Q_5 — потеря тепла от наружного охлаждения котельного агрегата, ккал/кг или ккал/нм^3 ;

Q_6 — потеря с физическим теплом шлаков, ккал/кг .

Если все составляющие уравнения (4-1) разделить на величину располагаемого тепла Q_p^p , умножить на 100 и обозначить их через q с соответствующими индексами, то получим уравнение теплового баланса, выраженное в процентах:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100\%. \quad (4-2)$$

Отношение полезно использованного тепла к располагаемому есть коэффициент полезного действия котельного агрегата:

$$\eta'_{к.а} = q_1 = \frac{Q_1}{Q_p^p} 100\%. \quad (4-3)$$

Коэффициент полезного действия показывает, насколько полно используется располагаемое тепло в котельном агрегате. Для современных мощных котельных агрегатов величина $\eta_{к.а}$ находится в пределах 88—92%. Коэффициент полезного действия котлов малой мощности бывает обычно ниже.

Затраты энергии на собственные нужды котельного агрегата (на питательные насосы, дутьевые вентиляторы, дымососы, на размол топлива, на обдувку поверхностей нагрева и т. д.) и потери тепла с продувкой к. п. д. $\eta_{к.а}$ не учитывает. Поэтому значение $\eta_{к.а}$ называют к. п. д. брутто котельного агрегата.

Коэффициент полезного действия котельного агрегата с учетом расхода электроэнергии и тепла на собственные нужды называют к. п. д. нетто

$$\eta''_{к.а} = \eta_{к.а} - q_{с.н} \%, \quad (4-4)$$

где $q_{с.н}$ — суммарный расход энергии, $\%$, на электрические двигатели, которые обслуживают работу котельного агрегата, расход тепла в виде пара на обдувку, потери с утечками и продувочной водой, отнесенные к располагаемому теплу.

Коэффициент полезного действия брутто котельного агрегата может быть подсчитан по прямому или обратному тепловому балансу.

Определение $\eta'_{к.а}$ по прямому балансу производится по формуле (4-3). Для этого требуется непосредственное измерение всех величин, характеризующих подводимое и полезно используемое в котельном агрегате тепло.

Располагаемое тепло котельного агрегата Q_p^p может быть представлено следующим уравнением:

$$Q_p = Q_n + Q_{тл} + Q_{в.внш} + Q_{\phi} - Q_k \text{ ккал/кг или ккал/нм}^3, \quad (4-5)$$

где Q_n — низшая теплота сгорания топлива, ккал/кг или ккал/нм³;

$Q_{тл}$ — физическое тепло топлива, ккал/кг или ккал/нм³;

$Q_{в.внш}$ — тепло, вносимое воздухом за счет подогрева его вне котельного агрегата, ккал/кг или ккал/нм³;

Q_{ϕ} — тепло, вносимое паром, употребляемым для распыливания мазута, ккал/кг;

Q_k — тепло, расходуемое при сжигании сланцев на разложение карбонатов, ккал/кг.

Теплота сгорания топлива Q_p является основной составляющей располагаемого тепла. В Советском Союзе и других странах Европы (кроме Англии) все расчеты по тепловому балансу принято производить по низшей теплоте сгорания рабочей массы топлива Q_n . В США и Англии расчеты ведутся по высшей теплоте сгорания топлива Q_p . Это объясняется тем, что в США и Англии сжигаются преимущественно высококалорийные и маловлажные топлива, характеризующиеся небольшим превышением высшей теплоты сгорания над низшей, а в СССР, как и в большинстве других стран Европы, используется очень большая гамма топлив: от антрацита с влажностью $W^p = 4 - 5\%$ до бурых углей с влажностью, достигающей $W^p = 45 - 50\%$. Для анализа эффективности работы котельных агрегатов, работающих на топливах такого широкого диапазона по влажности, значительно удобнее производить все расчеты без учета скрытой теплоты парообразования водяных паров, которая в котельных агрегатах не используется, т. е. удобнее вести расчеты по низшей теплоте сгорания топлива.

При сравнении величин к. п. д. и потерь тепла отечественных котельных установок с аналогичными данными, публикуемыми в технической литературе США и Англии, необходимо пользоваться пересчетным коэффициентом, равным отношению располагаемого тепла, подсчитанного по низшей теплоте сгорания, к располагаемому теплу, подсчитанному по высшей теплоте сгорания. С некоторым приближением его можно заменить отношением теплот сгорания.

Физическое тепло топлива равно:

$$Q_{тл} = c_{тл} t_{тл} \text{ ккал/кг или ккал/нм}^3, \quad (4-6)$$

где $c_{тл}$ — теплоемкость рабочей массы топлива, ккал/кг или ккал/нм³·град;
 $t_{тл}$ — температура топлива, °С.

Для твердых топлив, сжигаемых в слое или в пылевидном состоянии, значение $Q_{тл}$ невелико. Средняя температура топлива в этом случае близка к температуре окружающей среды (в расчетах обычно принимают температуру $t_{тл} = 20^\circ\text{С}$).

Подогретыми в топку подают мазут и иногда искусственные газообразные топлива.

Теплоемкость твердых топлив подсчитывают по формуле

$$c_{тл} = c_c \frac{100 - W^p}{100} + \frac{W^p}{100} \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}. \quad (4-7)$$

Для мазута она примерно равна

$$c_{тл}^m = 0,5 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}. \quad (4-8)$$

Для газообразных топлив ее рассчитывают в зависимости от химического состава газа:

$$c_{тл}^g = 0,01 (c_{\text{CO}} \text{CO}^T + c_{\text{H}_2} \cdot \text{H}_2^T + c_{\text{CH}_4} \cdot \text{CH}_4^T + c_{\text{C}_m\text{H}_n} \text{C}_m \text{H}_n^T + c_{\text{H}_2\text{S}} \cdot \text{H}_2\text{S}^T + c_{\text{CO}_2} \cdot \text{CO}_2^T + c_{\text{N}_2} \text{N}_2^T + c_{\text{O}_2} \cdot \text{O}_2^T) \text{ ккал/нм}^3 \cdot \text{град}. \quad (4-9)$$

Здесь

c_c — теплоемкость сухой массы твердого топлива, ккал/кг·град; обычно принимается $c_c = 0,25$;

c_{CO} , c_{H_2} , c_{CH_4} и т. д. — теплоемкости окиси углерода, водорода, метана и т. д., ккал/нм³·град.

Тепло, внесенное воздухом при подогреве его вне котла, рассчитывают по формуле

$$Q_{в.внш} = \alpha'_{2,в} V'_в [(c_v t)_{\text{под.в}} - (c_v t)_{x,в}] \text{ ккал/кг или ккал/нм}^3. \quad (4-10)$$

Здесь $\alpha'_{2,в}$ — коэффициент избытка воздуха перед первой (по ходу воздуха) ступенью воздухоподогревателя;
 $t_{\text{под.в}}$ — температура подогретого воздуха на входе в первую ступень воздухоподогревателя, °С;

$t_{х.в}$ — температура холодного воздуха, °С, принимаемая равной 30°С, так как воздух забирается дутьевым вентилятором обычно под крышей помещения котельного цеха;

$(c_s)_{под.в}$ — теплоемкость воздуха при температуре воздуха $t_{под.в}$, ккал/кг или ккал/нм³;

$(c_s)_{х.в}$ — теплоемкость воздуха при температуре $t_{х.в}$, ккал/кг или ккал/нм³.

Тепло, получаемое воздухом в воздухоподогревателе котла, в располагаемое тепло Q_p^p не включается. Подогрев воздуха в воздухоподогревателе производится продуктами сгорания топлива, энтальпия которых при этом снижается, а энтальпия воздуха соответственно повышается. Так как тепловой баланс котельного агрегата составляется относительно температуры дымовых газов за воздухоподогревателем, то тепло, отнимаемое от них воздухом и затем вносимое им в топку, не должно учитываться.

Тепло холодного воздуха в величину располагаемого тепла Q_p^p принято условно не вводить; его учитывают соответственным уменьшением потери тепла с уходящими газами (см. § 4-3).

Количество тепла, которое вводится в котельный агрегат с паром, используемым для распыливания мазута, подсчитывают по формуле

$$Q_{\phi} = W_{\phi} (i'' - 600) \text{ ккал/кг}, \quad (4-11)$$

где W_{ϕ} — расход пара, идущего на распыливание мазута, кг/кг;

i'' — энтальпия этого пара, ккал/кг;

600 ккал/кг — условно принимаемая величина энтальпии пара, содержащегося в уходящих газах.

При сжигании сланцев небольшая часть выделяющегося в топке тепла расходуется на разложение карбонатов. Затрата тепла на это пропорциональна содержанию карбонатов в сланцах:

$$Q_k = 970 k_{\text{CO}_2} \frac{A_{\text{CO}_2}^p}{100} \text{ ккал/кг}, \quad (4-12)$$

где A_{CO_2} — содержание углекислоты карбонатов в рабочей массе сланцев, %;

k_{CO_2} — степень разложения карбонатов;

970 ккал/кг — средний расход тепла на разложение карбонатов, отнесенный к 1 кг углекислоты.

Для котельных агрегатов с камерными топками, работающими на твердых топливах (кроме сланцев) при отсутствии подогрева воздуха вне котла, располагаемое тепло близко по своей величине к теплоте сгорания топлива, т. е.

$$Q_p^p \approx Q_n^p \text{ ккал/кг или ккал/нм}^3. \quad (4-13)$$

Полезно использованное тепло в котельном агрегате в самом общем случае может быть подсчитано по следующей формуле:

$$Q_1 = \frac{D}{B} (i_{ne} - i_{н.в}) + \sum_1^n \frac{D_{пром}}{B} (i_{пром}^{вых} - i_{пром}^{вх}) + \frac{D_n}{B} (i'' - i_{н.в}) + \frac{D_{np}}{B} (i' - i_{н.в}) \text{ ккал/кг или ккал/нм}^3. \quad (4-14)$$

Здесь D — паропроизводительность котельного агрегата (расход перегретого пара), кг/ч;

$D_{пром}$ — расход пара на промежуточный перегрев, кг/ч;

n — число промежуточных перегревов: для установок с давлением до 185 ат n редко превышает 1; при более высоких давлениях может быть и два промежуточных перегрева пара;

D_n — расход насыщенного пара, кг/ч;

D_{np} — расход котловой воды на продувку, кг/ч. Величину продувки выражают в процентах к паропроизводительности котла — p , %; тогда

$$D_{np} = \frac{p}{100} D \text{ кг/ч}; \quad (4-15)$$

B — расход топлива, кг/ч;

i_{ne} — энтальпия перегретого пара, ккал/кг;

i'' — энтальпия насыщенного пара, ккал/кг;

i' — энтальпия воды при температуре насыщения, ккал/кг;

$i_{пром}^{вых}$ — энтальпия перегретого пара на выходе из промежуточного перегревателя, ккал/кг;

$i_{пром}^{вх}$ — энтальпия перегретого пара на входе в промежуточный перегреватель, ккал/кг;

$i_{n.s}$ — энтальпия питательной воды, поступающей в котельный агрегат, ккал/кг.

При отсутствии промежуточного перегрева и расхода насыщенного пара и величине продувки, не превышающей 2%, формула (4-14) значительно упрощается:

$$Q_1 = \frac{D}{B} (i_{ne} - i_{n.s}) \text{ ккал/кг или ккал/м}^3. \quad (4-16)$$

Погрешность этой формулы менее 0,5% от Q_1 .

Вероятная абсолютная погрешность при подсчете к. п. д. по прямому балансу равна:

$$\Delta \eta'_{к.а} = \eta'_{к.а} \delta \eta'_{к.а} \% , \quad (4-17)$$

$$\delta \Sigma q = \sqrt{\left(\frac{\Delta q_2}{q_2} \cdot \frac{q_2}{\Sigma q}\right)^2 + \left(\frac{\Delta q_3}{q_3} \cdot \frac{q_3}{\Sigma q}\right)^2 + \left(\frac{\Delta q_4}{q_4} \cdot \frac{q_4}{\Sigma q}\right)^2 + \left(\frac{\Delta q_5}{q_5} \cdot \frac{q_5}{\Sigma q}\right)^2 + \left(\frac{\Delta q_6}{q_6} \cdot \frac{q_6}{\Sigma q}\right)^2}, \quad (4-21)$$

где $\delta \eta'_{к.а}$ — вероятная относительная погрешность, которая при определении полезно использованного тепла Q_1 по уравнению (4-16), а Q_p^p по равенству (4-13) рассчитывается по формуле

$$\delta \eta'_{к.а} = \sqrt{\left(\frac{\Delta D}{D}\right)^2 + \left[\frac{\Delta (i_{ne} - i_{n.s})}{i_{ne} - i_{n.s}}\right]^2 + \left(\frac{\Delta B}{B}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Q_n^p}{Q_n^p}\right)^2}. \quad (4-18)$$

Здесь ΔD , $\Delta (i_{ne} - i_{n.s})$, ΔB , ΔQ_n^p — абсолютные ошибки при измерении паропроизводительности котла, энтальпий перегретого пара и питательной воды, расхода и теплоты сгорания топлива.

В мощных энергетических котельных агрегатах точное определение экспериментальным путем полезно использованного тепла Q_1 , а следовательно и к. п. д. по прямому балансу $\eta'_{к.а}$, представляет значительные трудности. Это объясняется тем, что измерить количество сожженного топлива с достаточной точностью трудно. Между автоматическими весами и топкой обычно имеются большие емкости топлива (в мельнице, промежуточном бункере и т. д.), в которых учесть количество топлива весьма затруднительно.

Метод обратного теплового баланса сводится к определению суммы всех

потерь тепла, имеющих место при работе котельного агрегата, и подсчету к. п. д. по разности

$$\eta_{к.а} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \% , \quad (4-19)$$

или

$$\eta_{к.а} = 100 - \Sigma q \% . \quad (4-19a)$$

Вероятная абсолютная погрешность при определении к. п. д. котельного агрегата по обратному балансу равна вероятной абсолютной погрешности суммы потерь тепла, т. е.

$$\Delta \eta_{к.а} = \Delta \Sigma q = \delta \Sigma q \cdot \Sigma q \% , \quad (4-20)$$

где $\delta \Sigma q$ — вероятная относительная погрешность суммы потерь тепла, рассчитываемая по формуле

где $\Delta q_2, \Delta q_3, \Delta q_4, \Delta q_5, \Delta q_6$ — абсолютные ошибки при определении потерь тепла, а отношения $\frac{q_2}{\Sigma q}, \frac{q_3}{\Sigma q}, \frac{q_4}{\Sigma q}$ и т. д. показывают долю участия данной потери в общей сумме потерь тепла.

Вероятная относительная погрешность по прямому балансу $\delta \eta'_{к.а}$ обычно в 3—4 раза меньше величины вероятной относительной погрешности суммы потерь тепла котельного агрегата $\delta \Sigma q$. У котлов большой мощности сумма потерь тепла Σq составляет в среднем 8—12%, поэтому вероятная абсолютная погрешность по обратному балансу невелика. Например, при $\delta \Sigma q = \pm (12 - 14) \%$ вероятная абсолютная погрешность к. п. д. равна $\Delta \eta_{к.а} = \pm 1,3 - 1,9 \%$. В этом же случае вероятная абсолютная погрешность по прямому балансу $\Delta \eta'_{к.а}$ получается большей, так как к. п. д. котла примерно в 6—9 раз превышает сумму всех потерь тепла. Действительно, при к. п. д. котла $\eta'_{к.а} = 85 - 90 \%$ и $\delta \eta'_{к.а} = 3 - 4 \%$ вероятная абсолютная погрешность равна $\Delta \eta'_{к.а} = \pm 3 \%$.

В котлах небольшой мощности непосредственные измерения расхода топлива и паропроизводительности могут быть сделаны с

достаточной точностью, так как промежуточные емкости топлива в них невелики, а паропроизводительность легко оценивается по расходу питательной воды, замеряемой мерными баками. Сумма потерь тепла в котлах малой мощности достигает 20—25%, а иногда и более, поэтому оба метода могут оказаться равноценными или даже более точным будет прямой баланс.

При расчетах котельных агрегатов к. п. д. определяют по обратному балансу [по формуле (4-19)], для чего предварительно подсчитывают или принимают согласно имеющимся рекомендациям все потери тепла.

4-3. ПОТЕРИ ТЕПЛА С УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ

В тепловом балансе котельного агрегата наибольшей является потеря тепла с уходящими газами q_2 . Величина ее составляет 4—8% от располагаемого тепла Q_p . Относительная потеря тепла с уходящими газами равна:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p} 100\%, \quad (4-22)$$

абсолютная

$$Q_2 = (I_{yx} - I_{x.в}) \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \text{ ккал/кг} \text{ или } \text{ккал/м}^3, \quad (4-23)$$

где I_{yx} — энтальпия уходящих газов, ккал/кг или ккал/м^3 ;

$I_{x.в}$ — энтальпия холодного воздуха, поступающего в котельный агрегат, ккал/кг или ккал/м^3 ;

q_4 — потеря тепла от механической неполноты сгорания топлива, %.

Так как воздух, поступающий в воздухоподогреватель и с присосами, содержит некоторое количество тепла, то потерю тепла с уходящими газами принято определять по разности энтальпий продуктов сгорания I_{yx} и холодного воздуха $I_{x.в}$ за котлом.

Ввиду того, что объемы дымовых газов и энтальпии их рассчитываются без учета механической неполноты сгорания топлива, разность энтальпий продуктов сгорания и холодного воздуха уменьшается на величину q_4 .

Энтальпия уходящих газов I_{yx} подсчитывается по формуле (3-65) при температуре уходящих газов t_{yx} для коэффициента избытка воздуха за котельным агрегатом α_{yx} , т. е. за

первой по ходу воздуха ступенью воздухоподогревателя.

С повышением температуры уходящих газов потери тепла увеличиваются. При росте t_{yx} на 12—15°С q_2 повышается примерно на 1%. Поэтому желательно иметь возможно более низкую температуру дымовых газов, покидающих котельный агрегат.

Однако при выборе температуры уходящих газов приходится считаться с тем, что в области низких температур дымовых газов вследствие малого температурного напора теплообмен в поверхностях нагрева происходит неинтенсивно. Для глубокого охлаждения газов пришлось бы иметь очень большие поверхности нагрева. Это привело бы к повышенным затратам металла, возрастанию расхода электроэнергии на преодоление гидравлических сопротивлений, создало бы трудности с размещением больших поверхностей нагрева без заметного увеличения габаритных размеров котельного агрегата.

Оптимальные значения температуры уходящих газов для различных топлив устанавливаются на основании технико-экономических расчетов, сравнивающих стоимость дополнительных поверхностей нагрева и увеличение затрат на собственные нужды котельных агрегатов с получаемой экономией топлива. В настоящее время для энергетических котлов большой мощности с базисным характером нагрузки оптимальные значения t_{yx} находятся в пределах 100—150°С в зависимости главным образом от стоимости топлива и его влажности. Оптимальное значение t_{yx} для дорогих топлив (стоимостью 100—150 руб/т усл. топлива) ниже, чем для топлив дешевых. Для влажных топлив оно выше.

Температура уходящих газов в котельных агрегатах, проектируемых для сжигания малосернистых топлив, выбирается близкой к оптимальному значению. Для сжигания топлив с большим содержанием серы часто не удается получить снижение температуры уходящих газов до оптимальных значений из-за усиления коррозии низкотемпературных поверхностей нагрева.

В условиях эксплуатации котельных агрегатов наблюдаются заметное повышение температуры уходящих газов и, следовательно, увеличение потери тепла q_2 вследствие загрязнения поверхностей нагрева золой и шлаком и ухудшения теплообмена. Поэтому топочный режим должен быть бесшлаковочным и на-

ружную поверхность труб необходимо систематически очищать от летучей золы.

Помимо температуры фактором, оказывающим большое влияние на величину потери тепла с уходящими газами, является объем дымовых газов, покидающих котельный агрегат.

Теоретический объем сухих газов примерно пропорционален теплоте сгорания топлива. Поэтому для топлив с одинаковым содержанием водяных паров в продуктах сгорания, при равных коэффициентах избытка воздуха и температурах уходящих газов потери тепла q_2 получаются достаточно близкими по величине. Для влажных топлив, теоретический объем продуктов сгорания которых за счет водяных паров значительно возрастает по сравнению с объемом сухих газов, потеря тепла q_2 получается всегда больше, чем для сухих топлив.

Увеличение коэффициента избытка воздуха в топке α_m означает повышение избытка воздуха за котлом α_{yx} и, следовательно, возрастание объема уходящих газов.

Через неплотности в обмуровке, в местах прохода труб и креплений поверхностей нагрева к каркасу, в топку и конвективные газоходы котла подсасывается холодный воздух из помещения котельной. В дефектах сварных соединений, через сквозные отверстия в листах и трубах, возникающие в результате коррозии в пластинчатых и трубчатых воздухоподогревателях, некоторая часть воздуха перетекает в дымовые газы. Все эти присосы воздуха, увеличивая коэффициент избытка воздуха α_{yx} , повышают объем уходящих газов. В итоге энтальпия уходящих газов I_{yx} повышается и, следовательно, увеличивается потеря тепла q_2 .

Присосы холодного воздуха в конвективные газоходы котельного агрегата, повышая объем дымовых газов, приводят также к возрастанию скорости газов и в конечном итоге к повышению гидравлического сопротивления поверхностей нагрева. В результате роста объема дымовых газов и увеличения газовых сопротивлений расход энергии на тягу возрастает.

Присосы холодного воздуха приводят к увеличению потери тепла с уходящими газами q_2 не только вследствие увеличения объема дымовых газов, удаляемых в атмосферу, но также и потому, что они способствуют повышению температуры уходящих газов.

Холодный воздух, поступающий в газоходы котла через неплотности, в месте присосов

снижает температуру газов и поэтому уменьшает тепловосприятия всех поверхностей нагрева, расположенных по ходу газов после места присосов. Вследствие этого за всеми последующими поверхностями нагрева энтальпия газов немного повышается. Например, в результате подсоса холодного воздуха в топку температуры в ней несколько снижаются. Так как тепловосприятие экранов происходит почти исключительно за счет излучения, то с понижением температуры газов в топке тепловая нагрузка их падает и температура газов на выходе из нее и далее по всем газоходам повышается.

Присосы холодного воздуха непосредственно перед пароперегревателем снижают перегрев пара, но температуры газов за водяным экономайзером и уходящих газов повышаются. Присосы в газоходы водяного экономайзера также повышают температуру уходящих газов t_{yx} и, в конечном счете, увеличивают потери тепла q_2 .

При возрастании температуры газов на выходе из топки может возникнуть шлакование экранов, фестона и даже труб пароперегревателя. Объем газов и газовые сопротивления зашлакованных конвективных поверхностей нагрева возрастают, приходится увеличивать нагрузку на дымосос или, если мощности его не хватает, снижать производительность котла или уменьшать избыток воздуха в топке. Снижение α_m вызывает затягивание процесса горения топлива, так что догорание его иногда заканчивается в газоходах котла, потери с химическим и механическим недожогом возрастают. Ввиду того, что для уменьшения α_m приходится понижать количество воздуха, проходящего через воздухоподогреватель, температура воздуха соответственно возрастает, теплообмен в воздухоподогревателе ухудшается, так как снижаются температурный напор и скорость воздуха (следовательно, и коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху). В результате температура уходящих газов за котлом повышается.

4-4. ПОТЕРИ ТЕПЛА ОТ ХИМИЧЕСКОЙ НЕПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Процесс горения топлива не всегда идет полностью до образования продуктов полного сгорания: CO_2 , SO_2 и H_2O . Нередко в дымовых газах содержатся и продукты неполного горения: CO , H_2 , CH_4 , а иногда и тяжелые углеводороды C_mH_n .

Тепло, которое осталось химически связанным в недогоревших газах, сохранившихся в смеси с продуктами полного сгорания топлива, не используется в котельном агрегате и составляет потерю от химической неполноты сгорания. Эта потеря может быть выражена в процентах от располагаемого тепла:

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_p} 100\% \quad (4-24)$$

В камерных топках при сжигании твердых топлив она не превышает 0,5%, но при сжигании жидких и газообразных топлив может достигать 1—1,5%, а иногда и более.

В слоевых топках потери тепла с химической неполнотой сгорания топлива обычно бывают выше, чем в камерных. Величина q_3 в слоевых топках находится в пределах 1÷3%.

Потери тепла с химической неполнотой сгорания топлива зависят от величины коэффициента избытка воздуха в топке α_m . Поэтому выбор его имеет очень важное значение.

Величина коэффициента избытка воздуха в топке определяется прежде всего способом сжигания топлива. При сжигании твердых топлив в виде пыли перемешивание горящих частиц с воздухом достигается относительно легко. Доступ же молекул кислорода к кусковому топливу, горящему в слое, более затруднен. Поэтому коэффициент избытка воздуха при камерном сжигании твердых топлив принимается всегда ниже, чем при слоевом. Так, например, избыток воздуха вверху топки α_m для камерных топок колеблется в пределах 1,15÷1,25, а для слоевых топок — от 1,3 до 1,5.

При одном и том же способе сжигания топлива коэффициент избытка воздуха выбирается в зависимости от конструктивного оформления топочных устройств. В циклонных топках процесс горения происходит в основном в предтопках при интенсивном перемешивании закрученных потоков топлива и воздуха и, следовательно, избыток воздуха в этом случае может быть принят меньшим, чем в обычных камерных топках с сухим шлакоудалением.

Коэффициент избытка воздуха зависит также от реакционной способности топлива. Для малореакционных топлив, т. е. имеющих небольшой выход летучих, начинающийся к тому же при высоких температурах, приходит-

ся брать повышенный избыток воздуха. При камерном сжигании α_m принимается равным для антрацита 1,25, для бурых углей 1,20—1,25, для мазута и газообразных топлив, где смешение с воздухом организуется наиболее совершенно, 1,15.

При сжигании топлив в пылеугольных топках коэффициент избытка воздуха зависит еще и от тонкости пыли. Чем меньше частицы сжигаемого топлива, тем быстрее они сгорают и, следовательно, меньшим может быть взят избыток воздуха. Поэтому, например, при сжигании бурых углей в шахтно-мельничных топках, в которых сжигается более грубая пыль, коэффициент избытка воздуха α_m принимается равным 1,25, а при подготовке пыли в барабанно-шаровых мельницах $\alpha_m = 1,20$.

Снижение величины коэффициента избытка воздуха в топке по сравнению с указанными выше значениями приводит к увеличению потери тепла q_3 .

Однако химическая неполнота сгорания топлива наблюдается и при величине коэффициента избытка воздуха больше 1, поскольку в топке могут быть участки, в которых воздуха будет недостаточно для полного окисления газообразных продуктов разложения топлива и твердых коксовых частиц. Это бывает при плохой аэродинамике топки, когда хорошего перемешивания топлива с воздухом не достигается.

Химическая неполнота сгорания топлива может быть также при малых нагрузках котельного агрегата, так как температуры в топке при этом пониженные и процесс горения топлива протекает недостаточно интенсивно. Низкий температурный уровень в топке возможен и при номинальной нагрузке котла, если экранированная поверхность нагрева ее слишком велика, а топливо сжигается малореакционное, требующее высокой температуры для горения (например, антрацит). Закрывание экранных труб шамотным кирпичом, хромитовой массой или другим огнеупорным материалом, снижая тепловосприятие труб, способствует повышению температур в топочной камере.

Продукты неполного сгорания могут остаться также при недостаточном времени пребывания дымовых газов в топке, в течение которого горючие соединения не успевают полностью окислиться. Это может быть при небольшом объеме топочной камеры или неполном заполнении ее факелом, а также при

форсировке топки, т. е. значительном увеличении количества сжигаемого в ней топлива.

При пылевидном сжигании твердых топлив увеличение тонкости пыли способствует снижению потери тепла от химической неполноты сгорания q_3 .

В слоевых топках q_3 бывает повышенной, так как в области интенсивного горения летучих и кокса почти всегда имеет место недостаток кислорода.

Сжигание естественных газов часто дает относительно высокий химический недожог, потому что в них содержатся большие количества трудно окисляемого метана.

Большая химическая неполнота сгорания (до 3%) при сжигании низкокалорийных искусственных газов, и в частности доменного газа, получается вследствие значительной забалластированности их негорючими соединениями (азотом и углекислым газом), которые ухудшают доступ кислорода к горючим составляющим.

Потерю тепла от химической неполноты сгорания топлива при работе котельного агрегата можно определить на основании данных полного газового анализа продуктов сгорания по формуле

$$Q_3 = V_{c_2} (30,2 \text{ CO} + 25,8 \text{ H}_2 + 85,5 \text{ CH}_4) \times \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \text{ ккал/кг или ккал/нм}^3, \quad (4-25)$$

где CO , H_2 , CH_4 — соответственно содержание окиси углерода, водорода и метана в продуктах сгорания, %;

V_{c_2} — объем сухих газов, $\text{нм}^3/\text{кг}$ или $\text{нм}^3/\text{нм}^3$, подсчитываемый для твердых и жидких топлив по формуле (3-41), а для газообразных — по формуле (3-42).

В уравнении (4-25) множитель $\left(1 - \frac{q_4}{100}\right)$ учитывает, что объем сухих газов в реальных условиях несколько меньше, чем расчетный за счет механической неполноты сгорания топлива.

Если в дымовых газах из продуктов неполного горения присутствует лишь окись углерода, то ее содержание может быть найдено расчетным путем по формуле (3-57) на основании данных неполного газового анализа.

При проектировании котельных агрегатов величину потери тепла с химической неполно-

той сгорания топлива q_3 принимают согласно имеющимся рекомендациям (см табл 12-1 и 12-2).

4-5. ПОТЕРИ ТЕПЛА ОТ МЕХАНИЧЕСКОЙ НЕПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Топливо, поступающее в топку, сгорает полностью не все. Некоторое количество твердого топлива проваливается в камерных топках в холодную воронку, а в слоевых топках — сквозь решетку, остается недогоревшим в шлаке, а также уносится дымовыми газами в газоходы котла. Горение сланцев и длиннопламенных каменных углей в слое сопровождается образованием сажи, которая в дальнейшем не всегда успевает сгореть.

Механическая неполнота сгорания сопутствует сжиганию также жидких и газообразных топлив. Тяжелые углеводороды, содержащиеся в них, подвергаясь разложению, выделяют значительные количества свободного углерода в виде сажи. Особенно сильное сажеобразование наблюдается при горении вязких мазутов. Тепло, содержащееся в выпавших из топки и унесенных дымовыми газами частицах топлива, не используется в котельном агрегате и составляет потерю от механической неполноты сгорания топлива. Она может быть выражена в процентах от располагаемого тепла

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_p} 100\%. \quad (4-26)$$

Для камерных топок при сжигании твердых топлив q_4 находится в пределах от 0,5 до 5%, а для слоевых топок может достигать даже 12% и выше. Механический недожог жидких и газообразных топлив существенно меньше, чем твердых.

В общем случае потеря тепла от механической неполноты сгорания топлива выражается следующим уравнением:

$$Q_4 = Q_4^{np} + Q_4^{шл} + Q_4^{ун} \text{ ккал/кг}, \quad (4-27)$$

где Q_4^{np} — потери тепла с провалом, ккал/кг ;
 $Q_4^{шл}$ — потери тепла со шлаком, ккал/кг ;
 $Q_4^{ун}$ — потери тепла с уносом, ккал/кг .

Потери тепла с провалом при сжигании твердого топлива в слоевых топках происходят вследствие того, что через отверстия в колосниковых решетках в шлаковые бункера, куда сбрасываются очаговые остатки, попадает несгоревшее топливо. Количест-

во топлива, механически выпавшего из топки, зависит главным образом от конструкции топочных устройств, размера кусков и свойств топлива. В топках с цепными решетками с беспровальными колосниками провал топлива примерно в 2 раза меньше, чем в решетках с обычным колосниковым полотном. При большой неоднородности топлива, когда наряду с крупными кусками содержится много мелочи, потеря топлива с провалом получается значительная. Спекающиеся каменные угли дают меньший провал, чем угли с порошкообразным коксом.

В камерных топках провал топлива в холодную воронку имеет место лишь при неналаженной работе пылеугольных горелок и шахтных мельниц.

Потери тепла со шлаками обусловлены тем, что в шлаках, образующихся в топочных камерах, помимо негорючих минеральных веществ обычно содержится и некоторое количество горючих соединений. В слоевых топках количество горючих веществ в шлаке в сильной степени зависит от свойств топлива, конструкции топочных устройств и условий эксплуатации. Наиболее полно происходит выгорание шлаков у топлив с большим выходом летучих, с неспекающимся коксом, с небольшим количеством золы и с высокой температурой плавления золы. Сжигание в слое смеси топлив с различными свойствами горючей и минеральной массы, недостаточный подвод воздуха в зону, где производится выжиг шлаков, чрезмерная форсировка топки приводят к повышению содержания горючих веществ в шлаке и, следовательно, повышению потери тепла со шлаком $Q_4^{ш.л.}$.

В камерных топках с сухим шлакоудалением при нормальных условиях эксплуатации содержание горючих в шлаке невелико. Оно зависит от тонкости пыли топлива, избытка воздуха в топке, конструкции горелок, конструктивного оформления амбразур шахтных мельниц, способов подвода вторичного воздуха и т. д. При неналаженном топочном режиме и форсировке котла выжиг горючих в шлаке ухудшается.

В камерных топках с жидким шлакоудалением содержание горючих в шлаке пренебрежимо мало.

Потери тепла с уносом происходят вследствие того, что небольшие кусочки топлива вместе с частичками золы, подхваченные потоком воздуха и продуктов сгорания, уносятся в газоходы котла. Свойства топлива, однородность размеров его кусков

при слоевом сжигании, тонкость пыли в пылеугольных топках, аэродинамические и температурные условия в топке очень сильно влияют на количество несгоревшего топлива, уносимого из топочного объема.

В слоевых топках при сжигании сортированного спекающегося топлива при умеренных тепловых нагрузках колосниковой решетки и топочного пространства потеря тепла с уносом $Q_4^{ун}$ невелика. Сжигание в слое неспекающихся топлив с большим содержанием мелочи нежелательно, так как при этом потери тепла с уносом велики.

При сжигании в виде пыли топлив с большим выходом летучих, небольшой зольностью и тонким помолом, при достаточном избытке воздуха, рациональном подводе вторичного воздуха, обеспечивающем возможно более полное перемешивание его с топливом, и высоком температурном уровне в топке потери тепла с уносом $Q_4^{ун}$ получаются незначительными.

При низких температурах и плохой аэродинамике в топке сжигание естественного газа, мазута и некоторых твердых топлив происходит, как выше было сказано, с образованием значительных количеств сажи, представляющей собой почти чистый углерод. Сажа частью сгорает, а частью выносится из топочной камеры вместе с золой, взвешенной в продуктах сгорания (так называемой летучей золой). Поэтому потеря тепла с сажой, которая является результатом механической неполноты сгорания топлива, учитывается заодно с потерей тепла с уносом $Q_4^{ун}$.

Экспериментальное определение потери тепла за счет механического недожога топлива представляет значительные трудности. Наиболее просто поддаются определению потери тепла с провалом и шлаком. Их определяют совместно. С этой целью обычно взвешивается общее количество шлака и топлива, провалившегося сквозь решетку. Затем из провала и шлака отбираются представительные пробы для анализа на содержание в них горючих веществ.

Определение потери тепла с уносом производится путем измерения озоленности дымовых газов и отбора проб летучей золы для лабораторного исследования на содержание горючих соединений. Определение содержания в дымовых газах летучей золы не может быть сделано с большой точностью, так как часть ее вместе с недогоревшими частичками топлива и сажи осаждается на поверхностях

нагрева. Кроме того, некоторые минеральные примеси топлива, как, например, карбонаты и бикарбонаты, под влиянием высоких температур разлагаются. Поэтому концентрация летучей золы в продуктах сгорания бывает несколько выше, чем в отобранных пробах. Некоторую погрешность в определение содержания в дымовых газах летучей золы может вносить также методика отбора средней пробы, поскольку отбор представительной пробы из запыленного потока является довольно трудным.

Расчет потери тепла от механической неполноты сгорания топлива ведется на основе **з о л о в о г о б а л а н с а** котельного агрегата. Зола, образующаяся в топке котельного агрегата при сжигании 1 кг топлива, в общем случае распределяется следующим образом:

$$a_{шл+пр} + a_{ун} = 100\%, \quad (4-28)$$

где $a_{шл+пр}$ — доля золы топлива в шлаке и провале, %;

$a_{ун}$ — доля золы топлива в уносе, %.

Средние значения величин, составляющих **з о л о в о й б а л а н с**, полученные на основании обобщения большого количества экспериментальных материалов, приведены для слоевых топок в табл. 4-1 и для камерных топок в табл. 4-2.

Таблица 4-1

Золовой баланс слоевых топок

Тип топки	Доля золы топлива, %	
	в шлаке и провале $a_{шл+пр}$	в уносе $a_{ун}$
Топки с цепными решетками	70—80	20—30
Топки с шуровой планкой	75—80	20—25
Топки с наклонно-переталкивающими решетками	80	20

Потери тепла от механической неполноты сгорания топлива могут быть подсчитаны по следующим формулам:

$$Q_4^{шл+пр} = a_{шл+пр} \frac{G_{шл+пр}}{100 - G_{шл+пр}} \times \times \frac{A^p}{100} Q_{шл+пр} \text{ ккал/кг}, \quad (4-29)$$

$$Q_4^{ун} = a_{ун} \frac{G_{ун}}{100 - G_{ун}} \frac{A^p}{100} Q_{ун} \text{ ккал/кг}, \quad (4-30)$$

где $G_{шл+пр}$ — содержание горючих в шлаке и провале, %;

$G_{ун}$ — содержание горючих в уносе, %;

$Q_{шл+пр}$ — теплота сгорания горючих соединений в шлаке и провале, ккал/кг;

$Q_{ун}$ — теплота сгорания горючих соединений в уносе, ккал/кг.

В формулы (4-29) и (4-30) значения $a_{шл+пр}$ и $a_{ун}$ подставляются в долях единицы.

Содержание горючих веществ в шлаке и провале, а также в уносе колеблется в очень широких пределах. Оно зависит от свойств топлива (выхода летучих, характера нелетучего остатка), от конструкции и условий эксплуатации топочных устройств.

При слоевом сжигании содержание горючих соединений в шлаке и провале может достигать 30—40%, в уносе 50—60%. Содержание горючих веществ в уносе при камерном сжигании может достигать следующих значений: для бурых углей 0,5—1,5%, для каменных углей с большим выходом летучих 4—9%, тощих углей 10—20%, антрацита 20—35%.

Теплота сгорания горючих веществ, заключенных в очаговых остатках (шлаке, золе) и летучей золе, зависит от многих факторов и в частности от выхода летучих сжигаемого топлива. Чем он меньше, тем больше теплота сгорания горючих веществ приближается к теплоте сгорания чистого углерода. Обычно для расчетов теплоту сгорания горючих веществ в шлаке, провале и уносе усло-

Таблица 4

Золовой баланс камерных топок

Тип топки	Доля золы топлива, %	
	в шлаке $a_{шл}$	в уносе $a_{ун}$
Пылеугольные топки с сухим шлакоудалением	10	90
Шахтно-мельничные топки (кроме сжигания сланцев)	15	85
Шахтно-мельничные топки для сжигания сланцев	30	70
Топки с утепленными шлаковыми воронками	15—20	80—
Однокамерные топки с жидким шлакоудалением	30—40	60—
Двухкамерные топки с жидким шлакоудалением	50—60	40—
Циклонные топки	85—90	10—

но считают равными. Ее принимают несколько меньшей величины, чем теплота сгорания чистого углерода, а именно:

$$Q_{шл+пр} = Q_{yn} = 7800 \text{ ккал/кг.}$$

При проектировании котельных агрегатов величину потери тепла от механической неполноты сгорания топлива принимают согласно рекомендациям, которые являются результатом обобщения большого количества экспериментальных данных (см. табл. 12-1 и 12-2).

4-6. ПОТЕРИ ТЕПЛА ОТ НАРУЖНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА И С ФИЗИЧЕСКИМ ТЕПЛОМ ШЛАКОВ

Наружная поверхность топки и газоходов, опускные и паротводящие трубы экранов, коллекторы экранов, пароперегревателей и водяных экономайзеров, барабаны, трубопроводы, воздухопроводы и газопроводы при работе котельного агрегата всегда имеют температуру, более высокую, чем температура окружающей среды. За счет конвекции (и частично излучения) происходит отдача тепла этими поверхностями в окружающую среду.

Потери тепла от наружного охлаждения котельного агрегата зависят от размера и температуры его наружной поверхности, а также от температуры окружающего воздуха. Экспериментальное определение этой потери тепла представляет значительные трудности. С некоторым приближением она может быть подсчитана по формуле, предложенной проф. М. А. Стыриковым:

$$Q_5 = \frac{AF + B}{D} \text{ ккал/кг,} \quad (4-31)$$

где F — поверхность охлаждения по общему габариту котла, м^2 ;

A — потеря тепла с 1 м^2 поверхности обшивки топки и газоходов котла, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$; величина ее находится в пределах $300 \div 400 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$;

B — потеря тепла трубопроводами, барабаном и т. п., ккал/ч ; для котлов небольшой паропроизводительности (примерно $D \leq 50 \text{ т/ч}$) можно принять $B = 30000 \text{ ккал/ч}$, для котлов $D > 50 \text{ т/ч}$ следует принимать $B = 70000 \text{ ккал/ч}$;

D — часовой расход топлива котельным агрегатом, кг/ч .

На основе достаточно большого количества опытных материалов получены значения потери тепла от наружного охлаждения для

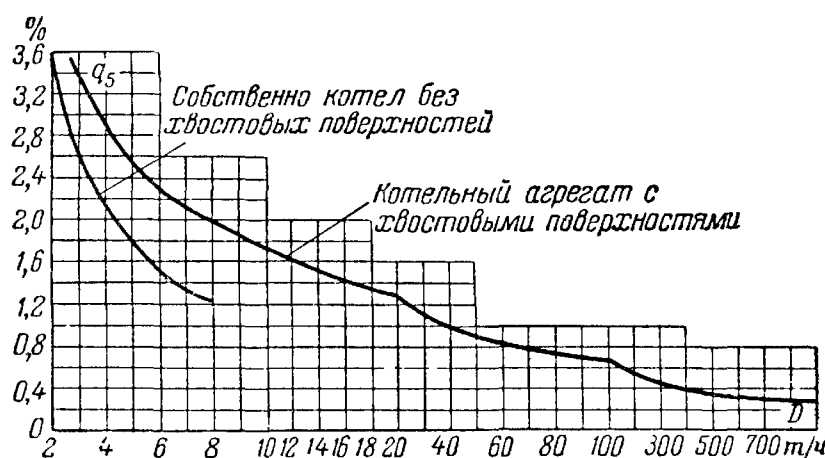


Рис. 4-7. Потери тепла от наружного охлаждения для стационарных котельных агрегатов.

котельных агрегатов различной паропроизводительности. Потери тепла от наружного охлаждения котельного агрегата пропорциональны его тепловой мощности (т. е. вырабатке им тепла). Однако в связи с тем, что для стандартных параметров пара современных котельных агрегатов (без промежуточного перегрева пара), принятых в СССР, удельный расход тепла на производство пара примерно одинаковый ($i_{pe} - i_{n.в} \approx 620 \text{ ккал/кг}$), потери тепла от наружного охлаждения выражают обычно в зависимости от паропроизводительности.

Увеличение поверхности охлаждения очень сильно отстает от роста производительности котельного агрегата. Поэтому по абсолютной величине потери тепла в окружающую среду Q_5 котельных агрегатов малой производительности часто незначительно меньше, чем у котлов большой мощности. Так как количество тепла, вносимое в котельный агрегат в час, примерно пропорционально его производительности, то потеря тепла от наружного охлаждения, выраженная в процентах от располагаемого тепла,

$$q_5 = \frac{Q_5}{Q_p} 100 \%, \quad (4-32)$$

будет тем больше, чем меньше производительность котла.

Значения q_5 при номинальной паропроизводительности котельных агрегатов представлены на рис. 4-7.

При нагрузках котла, отличающихся от номинальной, потеря тепла от наружного охлаждения рассчитывается по формуле

$$q_x = q_5 \frac{D}{D_x} \% \quad (4-33)$$

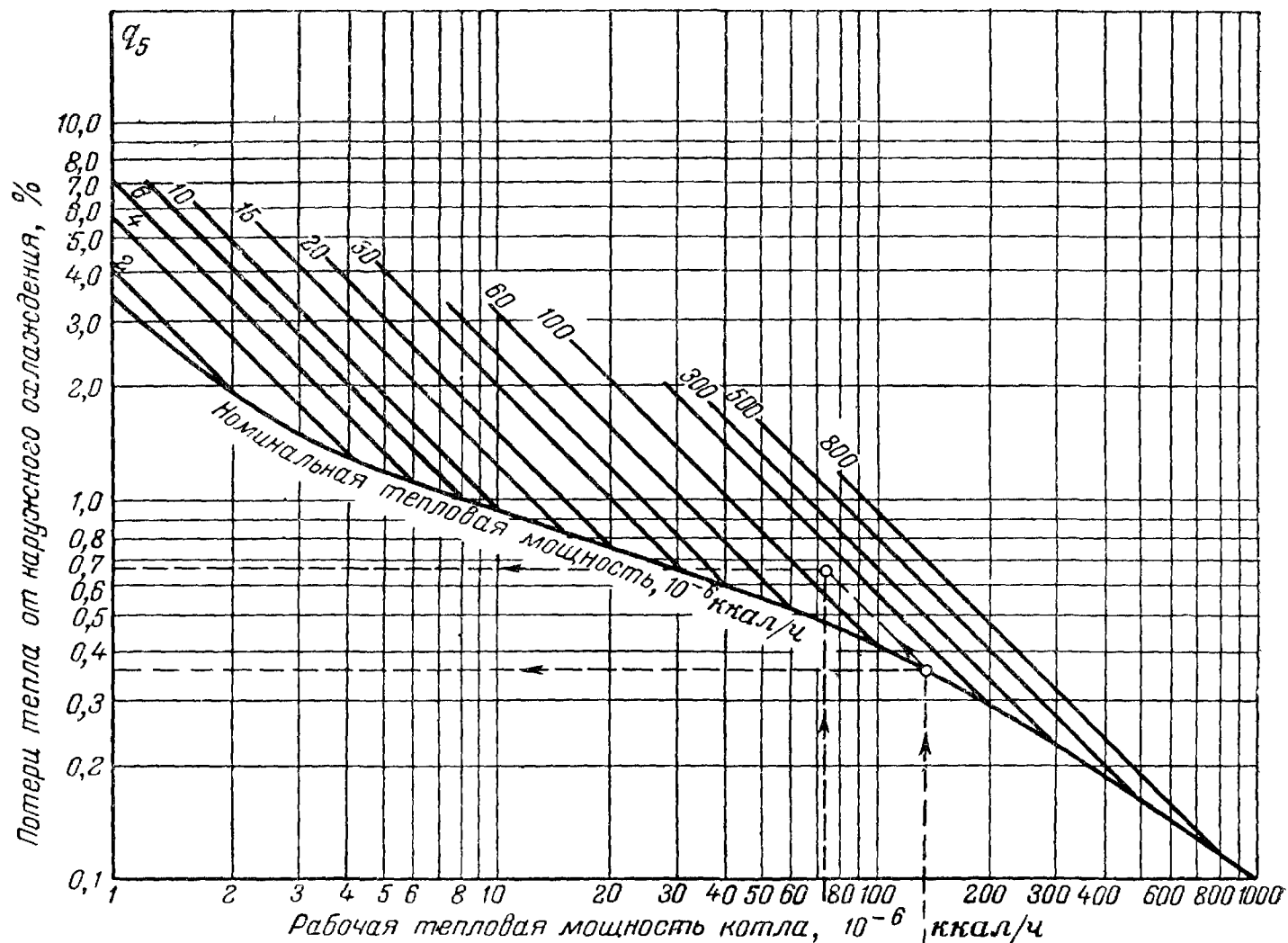
где D — номинальная паропроизводительность котельного агрегата, m^3/h ;

D_x — паропроизводительность котла, отличающаяся от номинальной, m^3/h ;

q_5 — потери тепла от наружного охлаждения при номинальной нагрузке котла, %.

ставленной на рис. 4-8. Здесь же для сравнения отмечены производительности котельных агрегатов стандартных параметров пара, принятых в Советском Союзе.

Потери тепла от наружного охлаждения распределяются между отдельными газоходами котельного агрегата. Для упрощения рас-



Параметры и паропроизводительности котельных агрегатов

$p=32 \text{ атм}; t_{ne}=420^\circ\text{C}; t_{n\beta}=150^\circ\text{C}$	130 150 200			$D \text{ м}^3/\text{ч}$
$p=40 \text{ атм}; t_{ne}=450^\circ\text{C}; t_{n\beta}=150^\circ\text{C}$	20	30	150	
$p=100 \text{ атм}; t_{ne}=510^\circ\text{C}; t_{n\beta}=215^\circ\text{C}$	120 170 230			
$p=100 \text{ атм}; t_{ne}=540^\circ\text{C}; t_{n\beta}=215^\circ\text{C}$	110 160 220			430
$p=140 \text{ атм}; t_{ne}=570^\circ\text{C}; t_{n\beta}=225^\circ\text{C}$				420
$p=140 \text{ атм}; t_{ne}=570^\circ\text{C}; t_{ne}^m=570^\circ\text{C}; t_{n\beta}=225^\circ\text{C}$				500 660

Рис. 4-8. Потери тепла от наружного охлаждения котельных агрегатов для номинальных и рабочих нагрузок

Пример пользования: при номинальной нагрузке котла 100/510/215 $q_5 = 0,36\%$, а при $D_x = 120 \text{ м}^3/\text{ч}$ $q_5 = 0,67\%$.

Потери тепла от наружного охлаждения котельных агрегатов в США для номинальных и рабочих нагрузок, выраженных в тепловых единицах, определяются по номограмме, пред-

четов принято считать, что потери тепла в окружающую среду отдельными газоходами котла прямо пропорциональны количеству тепла, отдаваемым продуктами сгорания по-

верхностям нагрева в соответствующих газоходах. Поэтому при определении количества тепла, отданного продуктами сгорания топлива поверхностям нагрева, учет потери тепла от наружного охлаждения производят путем введения коэффициента сохранения тепла, равного

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100}. \quad (4-34)$$

Потери тепла при работе котельного агрегата имеют место и за счет удаления из топки шлака, температура которого бывает достаточно высока. В слоевых и пылеугольных топках с сухим шлакоудалением температура шлака достигает 600—700°С. В топках с жидким шлакоудалением температура шлака примерно на 100°С выше температуры начала жидкоплавкого состояния. Тепло шлака в котельном агрегате пока еще не используется.

Потеря с физическим теплом шлака

$$q_6 = \frac{Q_6}{Q_p^p} 100\%. \quad (4-35)$$

Здесь Q_6 — физическое тепло шлака, ккал/кг, которое подсчитывается по формуле

$$Q_6 = a_{шл} c_3 t_{шл} \frac{A^p}{100} \text{ ккал/кг}, \quad (4-36)$$

где $t_{шл}$ — температура шлака, °С;

c_3 — средняя теплоемкость золы от 0°С до температуры шлака, ккал/кг·°С; при расчете топок с жидким шлакоудалением теплоемкость золы

должна включать теплоту превращения шлака из твердого в жидкое состояние;

$a_{шл}$ — доля золы топлива в шлаке¹.

В слоевых топках доля золы топлива, содержащаяся в шлаке, достаточно велика (см. табл. 4-2) и поэтому потеря с физическим теплом шлаков составляет заметную величину в тепловом балансе котла. Для топлив с приведенной зольностью $A^n = 6—16$ величина q_6 находится в пределах 0,5—1,5%.

В топках с жидким шлакоудалением потеря с физическим теплом шлака еще больше, так как температура жидкого шлака достигает очень высоких значений (порядка 1300—1600°С). В циклонных топках ($a_{шл} = 85—90\%$) для топлив с приведенной зольностью $A^n = 2—10$ потеря с физическим теплом шлаков может достигать соответственно 1—5%.

Потеря с физическим теплом шлака в котельных агрегатах с камерными топками и сухим шлакоудалением для топлив с приведенной зольностью $A^n \leq 10$ составляет величину $q_6 \leq 0,2\%$. Поэтому при составлении теплового баланса котла в этом случае q_6 учитывают только для топлив с зольностью $A^n > 10$ или, что то же самое, при $A^p >$

$$> \frac{Q_n^p}{100}.$$

¹ В расчетах слоевых топок в формулу (4-36) подставляют $a_{шл} + nр$.

ГЛАВА ПЯТАЯ ТОПОЧНЫЕ ПРОЦЕССЫ

5-1. ОСНОВНЫЕ СТАДИИ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

В любом топочном устройстве топливо претерпевает существенные изменения. В рабочей массе топлива происходят процессы, в результате которых образуются горючие соединения, обычно значительно отличающиеся от веществ, составляющих горючую часть исходного топлива. Большие преобразования происходят и с минеральными примесями, содержащимися в топливе. Условия протекания, продолжительность и конечные результаты топочных процессов зависят не только от свойств топлива и конструкции топочных устройств, но и от ряда химических и физических факторов. Так, на-

пример, полнота сгорания топлива обуславливается температурным режимом в топке, наличием необходимого количества окислителя, скоростью подвода его к твердым частицам горючего, интенсивностью удаления продуктов сгорания, выделяющихся в результате реакций окисления и отвода минеральных примесей, временем пребывания горючих соединений в топке и т. д. Все это свидетельствует об очень большой сложности топочных процессов.

Процесс сгорания топлива можно представить разделенным на ряд стадий. Для твердого топлива эти стадии следующие: подогрев и испарение влаги, возгонка летучих и коксообраз-

разование, горение летучих, горение кокса, образование шлака. Для жидких топлив стадии образования кокса и шлака отсутствуют. Газообразные топлива проходят лишь две стадии: подогрев и горение.

Такая разбивка процесса горения топлива условна, так как хотя эти стадии и протекают последовательно, они частично налагаются друг на друга. Например, процесс возгонки летучих твердого топлива начинается еще до завершения испарения всей влаги и прогрева его до температуры воспламенения; образование летучих продуктов разложения топлива происходит параллельно с процессом их горения; точно так же начало окисления твердой коксовой частицы предшествует окончанию горения летучих веществ, а дожигание кокса идет и после образования шлака.

Продолжительность отдельных стадий процесса горения зависит в значительной мере от свойств топлива. Для очень влажных топлив (торф, влажные бурые угли) стадия прогрева и подсушки сравнительно велика. Горение кокса происходит значительно дольше, чем возгонка и горение летучих веществ, даже у топлив с большим выходом летучих.

Большое влияние на длительность стадий процесса горения оказывают также различные режимные факторы и конструктивные особенности топочных устройств, которые подробно рассматриваются в последующих параграфах этой главы и главах 6 и 8.

5.2. ПОДГОТОВКА ТОПЛИВА ДО ВОСПЛАМЕНЕНИЯ

Топливо, поступившее в топку, прежде всего подвергается нагреванию. При этом при наличии в топливе влаги происходят ее испарение и, следовательно, подсушка топлива. Особенно интенсивно происходит испарение влаги при достижении топливом температуры примерно 100°C .

Чем выше влажность топлива, тем продолжительнее период подогрева топлива до температуры воспламенения.

Время, расходуемое на подогрев и подсушку топлива, зависит также от температуры, с которой топливо подается к топочным устройствам.

Жидкое топливо (мазут) до подачи в топку предварительно нагревают до температуры порядка $90\text{—}120^{\circ}\text{C}$, так как вследствие значительной вязкости при низких температурах оно плохо транспортируется и распыливается.

Твердые топлива в слоевые топки подают с температурой, близкой к температуре окружающей среды. Только в зимнее время, осо-

бенно при большой влажности топлива, когда происходит сильное смерзание его, температура топлива перед забросом в топку ниже, чем в котельном помещении.

При сжигании в факельных и вихревых топках твердые топлива подвергают ряду подготовительных операций, из которых основными являются дробление и размол. Процесс размола сопровождается сушкой топлива горячим воздухом или дымовыми газами. Подготовленное топливо подают к топочным устройствам сушильным агентом или горячим воздухом. При подаче сушильным агентом температура топлива невелика — она обычно бывает в пределах $70\text{—}130^{\circ}\text{C}$. Транспортировка горячим воздухом с температурой $250\text{—}350^{\circ}\text{C}$ вызывает более высокий предварительный подогрев топлива еще до попадания его в топку.

Чем выше температура топлива, поступающего в топку, тем меньше тепла и времени затрачивается на его подогрев до температуры воспламенения.

Подогрев и подсушка топлива в топке происходят в основном за счет двух источников тепла: конвективного тепла газообразных продуктов сгорания и горящих частиц кокса, которые непосредственно контактируют с топливом, и лучистого тепла факела, обмуровки, шлака.

В камерных топках решающую роль в процессе подогрева топлива играет первый источник тепла, т. е. подмешивание к топливу в месте ввода его в топку продуктов сгорания. Чем интенсивнее происходит подсос топочных газов к корню факела, тем быстрее осуществляется прогрев топлива и, следовательно, уменьшается продолжительность подготовки его к воспламенению. Поэтому одним из основных требований, предъявляемых к конструкции устройств для ввода топлива в топочную камеру, является обеспечение интенсивного подсоса продуктов сгорания к подаваемому топливу.

Сокращению времени подогрева и подсушки топлива способствует также повышение температуры в топке, поскольку эжектируемые к корню факела топочные газы будут иметь при этом более высокую температуру.

С этой целью при сжигании в камерных топках топлив, у которых выход летучих веществ начинается при сравнительно высоких температурах, порядка 400°C (см. табл. 2-9), делают так называемые **з а ж и г а т е л ь н ы е** **п о я с а**, т. е. по всему периметру толки в зоне расположения горелок на высоте $4\text{—}5$ м и в верхней половине холодной воронки закры-

вают экранные трубы огнеупорным теплоизоляционным материалом с тем, чтобы уменьшить их тепловосприятие.

Зажигательные пояса ставят обычно в топках, предназначенных для сжигания антрацита и полуантрацита, но часто и при сжигании тощих углей. Иногда их делают также при сжигании топлив с большой и часто меняющейся влажностью (например, торфа с $W^p = 40 \div 55\%$).

Второй источник тепла — лучистое тепло факела — в камерных топках составляет небольшую долю в общем теплопоглощении топлива в период его прогрева и подсушки. Только в циклонных топках его значение может быть относительно велико.

При сжигании топлива в слое роль отдельных источников тепла в подготовке топлива к воспламенению определяется конструкцией топочных устройств. В топках с цепными решетками подогрев и подсушка топлива осуществляются преимущественно за счет лучистого тепла факела. При сжигании топлива на неподвижной решетке с подачей свежего топлива сверху подогрев и подсушка его происходят в основном продуктами сгорания, движущимися через слой топлива снизу вверх.

При сжигании в слое очень влажного топлива для уменьшения периода подготовки его до воспламенения выполняют специальные подсушивающие шахты, делают ступенчатое колосниковое полотно, низко над слоем топлива располагают неэкранированные своды и т. д.

Тепло, выделяющееся при горении летучих веществ, начинающих выходить из топлива еще в период прогрева и подсушки его, тоже способствует ускорению подогрева топлива.

Быстрому прогреву топлива помогает также подвод всей массы вводимого в топку воздуха с высокой температурой. Однако в слоевых топках для повышения надежности работы колосникового полотна температуру воздуха приходится ограничивать: она не должна превышать $200\text{—}250^\circ\text{C}$.

В процессе подогрева топлива происходит разложение веществ, входящих в его состав.

Сложные углеводороды, смесь которых образует газообразное топливо, при нагревании разрушаются, переходя в более простые соединения. Химические реакции расщепления сложных органических веществ на более простые под влиянием нагревания, носят название **пирогенетических процессов**.

Наиболее прочным соединением при нагревании оказывается метан CH_4 . Он распадается

на углерод и водород при температурах, превышающих 600°C . При этом распаде молекулы углерода могут связываться в твердые частицы, которые, сравнительно трудно окисляясь, уносятся с продуктами сгорания или частично осаждаются на поверхностях нагрева в виде сажи. При высоких температурах в топке частички сажи раскаляются и придают пламени свечение.

В искусственных газах основным горючим соединением является окись углерода, которая сравнительно легко окисляется кислородом. Поэтому они горят прозрачным несветящимся пламенем.

Природные газы содержат главным образом метан и вследствие этого могут при горении давать значительный недожог. Предварительный подогрев этих газов до температуры порядка 600°C перед подачей к горелкам и смешение с воздухом до ввода в топку повышают их полноту сгорания. Подача к горелкам предварительно подогретого топлива повышает температуру в топочной камере и увеличивает время, в течение которого происходит окисление продуктов пирогенетического разложения. Наличие же кислорода в период разложения метана способствует более быстрому окислению освобождающегося углерода и тем самым снижает вероятность образования сажистых частиц.

Пирогенетические процессы приводят мазут к газификации, т. е. по мере повышения температуры его органические высокомолекулярные соединения распадаются с постепенным выделением более простых веществ, которые, испаряясь, переходят в газообразное состояние.

Расщепление молекул сложных органических соединений мазута, даже еще в большей степени, чем в природных газах, может сопровождаться образованием частиц твердого углерода. Поэтому мазут обычно горит ярким светящимся пламенем.

В процессе нагревания подвергаются разложению и органические соединения, входящие в состав твердых топлив. Наименее прочными органическими веществами являются те соединения, молекулы которых содержат значительное количество кислорода. Эти соединения разлагаются при сравнительно умеренных температурах с образованием газообразных веществ и твердого нелетучего остатка, состоящего главным образом из углерода.

Поэтому топлива, «молодые» по своему химическому возрасту (т. е. с малой степенью углефикации), содержащие много кислорода,

имеют низкую температуру начала выхода летучих и дают большой процент по весу летучих веществ. Топлива «старые», в которых мало кислородсодержащих органических соединений, имеют небольшой выход летучих веществ, начинающийся при сравнительно высоких температурах (см. табл. 2-9).

Суммарная теплота сгорания летучих веществ, которые образуются в процессе пирогенетического разложения сравнительно несложных органических соединений при невысоких температурах, невелика. Она обычно бывает выше при расщеплении более сложных соединений (см. рис. 2-2).

Таким образом, чем больше выход летучих веществ у твердых топлив, тем меньше температура начала их образования и тем меньшую теплоту сгорания имеют образующиеся газообразные соединения.

Содержание в твердом топливе органических соединений, которые легко поддаются разложению при нагревании, оказывают влияние также на реакционную способность твердого нелетучего остатка. Разложение горючей массы топлива вначале происходит преимущественно на его наружной поверхности. По мере прогревания пирогенетические процессы начинают протекать и внутри частиц топлива. Давление в них повышается, и внешняя оболочка разрывается. При горении топлив с большим выходом летучих твердый нелетучий остаток получается пористым и, следовательно, он имеет относительно большую поверхность по сравнению с плотным нелетучим остатком.

5-3. ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ ГАЗООБРАЗНЫХ ГОРЮЧИХ СОЕДИНЕНИЙ И КОКСА

Процесс окисления газообразных горючих соединений начинается еще в период прогрева топлива, когда температуры невелики. Однако окисление при этом происходит медленно, без пламени и света.

Химические реакции горения летучих веществ (CO , H_2 , углеводородов), как показали исследования академика Н. Н. Семенова и его школы протекают не по стехиометрическим уравнениям, а в виде разветвленных цепных реакций.

Эти процессы очень чувствительны к присутствию даже ничтожных количеств ускорителей—катализаторов и замедлителей—ингибиторов реакций. Катализаторы образуют активные центры, способствующие развитию цепного механизма химических реакций. Ими могут быть конечные продукты сгорания (CO_2 ,

H_2O , SO_2), образующиеся промежуточные соединения (CO , OH) и свободные атомы (H , O). Замедлителями реакций служат различные твердые тела.

Химические реакции происходят лишь в том случае, если сталкивающиеся молекулы обладают энергией активации, т. е. таким запасом энергии, который достаточен для разрушения или ослабления внутримолекулярных связей. Естественно, что наименьшую энергию активации имеют свободные атомы и неустойчивые вещества, представляющие собой промежуточные соединения, возникающие в процессе химических преобразований. Поэтому наиболее вероятным ходом реакции в этом случае является не непосредственное соединение молекул реагирующих веществ, а наличие промежуточных реакций с активными центрами, которые постепенно приводят к образованию конечных продуктов реакции.

Если активная молекула (т. е. обладающая энергией активации) реагирующего вещества, окисляясь, порождает лишь одну новую активную молекулу, которая продолжает цепь, то такой ход реакции называется неразветвленной цепной реакцией.

В том случае, когда активная молекула, вступая в реакцию, вызывает образование нескольких новых активных молекул, из которых одна продолжает уже начатую цепь, а другие начинают новые, реакция называется разветвленной цепной реакцией.

Отличительной особенностью цепных реакций является то, что они происходят с огромными скоростями, превосходящими скорости течения обычных химических реакций в сотни тысяч раз. С повышением температуры возрастание скорости цепных реакций происходит значительно интенсивнее, чем при обычных химических реакциях.

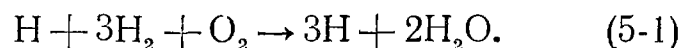
В период подготовки топлива к воспламенению разветвленные цепные реакции окисления газообразных продуктов пирогенетического разложения протекают с малыми скоростями. Выделяющиеся при этом небольшие количества тепла воспринимаются теплопоглощающими поверхностями в топке и частично накапливаются в виде энергии движущихся молекул. Последнее приводит к возрастанию числа активных центров и, следовательно, к увеличению скорости цепных реакций. Само ускорению (разгону) цепных реакций способствует также повышение температуры реагирующей смеси. При достижении некоторой определенной температуры реакции окисления происходят уже с такой скоростью, что

выделяющееся тепло полностью покрывает теплопоглощение. Эта температура называется температурой воспламенения.

Температура воспламенения не является физической константой. Она зависит от свойств топлива (температуры начала выхода летучих веществ, их количества и теплоты сгорания) и условий теплоотвода в зоне воспламенения. Для одного и того же топлива температура воспламенения может быть снижена, если в зоне зажигания будет уменьшено теплопоглощение.

После воспламенения горючей смеси дальнейшее самоускорение реакций окисления приводит к повышению температуры. Однако разветвление цепных реакций и, следовательно, повышение скорости цепных реакций и температуры не могут происходить безгранично, так как наряду с катализаторами всегда присутствуют и ингибиторы (куски твердого топлива при слоевом сжигании, пылинки при камерном сжигании, поверхности нагрева, обмуровка). При соприкосновении с последними разветвленные цепные реакции обрываются. Для поддержания процесса горения необходимо осуществлять непрерывный подвод горючих веществ и окислителя.

Процессы горения водорода и окиси углерода представляют собой сильно разветвленные цепные реакции. Так, например, разветвленная цепная реакция горения водорода, общий ход одного цикла которой показан на рис 5-1, может быть записана следующим суммарным балансовым равенством:



Основными активными центрами в этой цепной реакции являются атомы водорода H и гидроксильная группа OH . Поэтому в начальный период реакции горения водорода (а при горении окиси углерода в течение всего процесса горения) имеет большое значение наличие в горючей смеси даже незначительного количества водяного пара, продукты диссоциации которого (H и OH) играют роль основных активных центров цепной реакции.

Еще более сложно с большим числом пепей протекают цепные реакции горения углеводородов. Конечными продуктами этих реакций являются главным образом окись углерода и водяной пар, в меньшем количестве получается углекислый газ.

Процесс горения твердой частицы топлива показан схематично на рис. 5-2. Подогрев топлива и возгонка летучих веществ

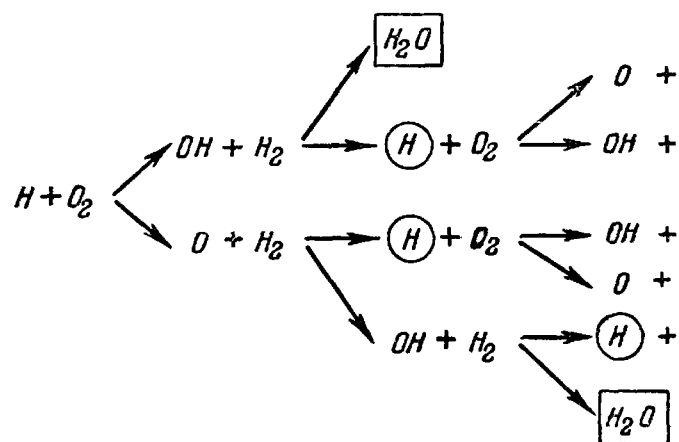


Рис. 5-1. Цикл цепной реакции сгорания водорода.

с последующим воспламенением их приводит к окутыванию твердой частицы огневой оболочкой, вытянутой по направлению движения газозоудного потока. Горение кокса начинается лишь после того, как подходит к концу горение летучих веществ. К этому времени коксовая частица прогревается до высокой температуры, и по мере снижения количества летучих веществ и, следовательно, уменьшения толщины пограничного горящего слоя кислород начинает получать доступ к раскаленной поверхности углерода.

Горение твердого углерода происходит с образованием на его поверхности двух газообразных продуктов — окиси углерода и углекислого газа. В зависимости от температур соотношение их может быть разное. При температурах до 1200°C их образуется примерно одинаковое количество. При более высоких температурах преобладает образование окиси углерода.

Характер изменения концентраций кислорода воздуха и продуктов сгорания углерода на различном расстоянии от его поверхности при высоких температурах представлен на рис. 5-3. Кислород воздуха, которого вне зоны горения имеется избыточное количество,

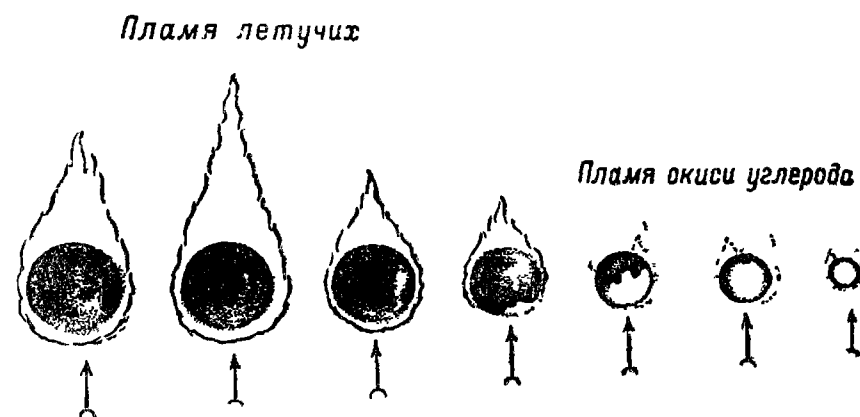


Рис. 5-2. Горение твердой частицы топлива.

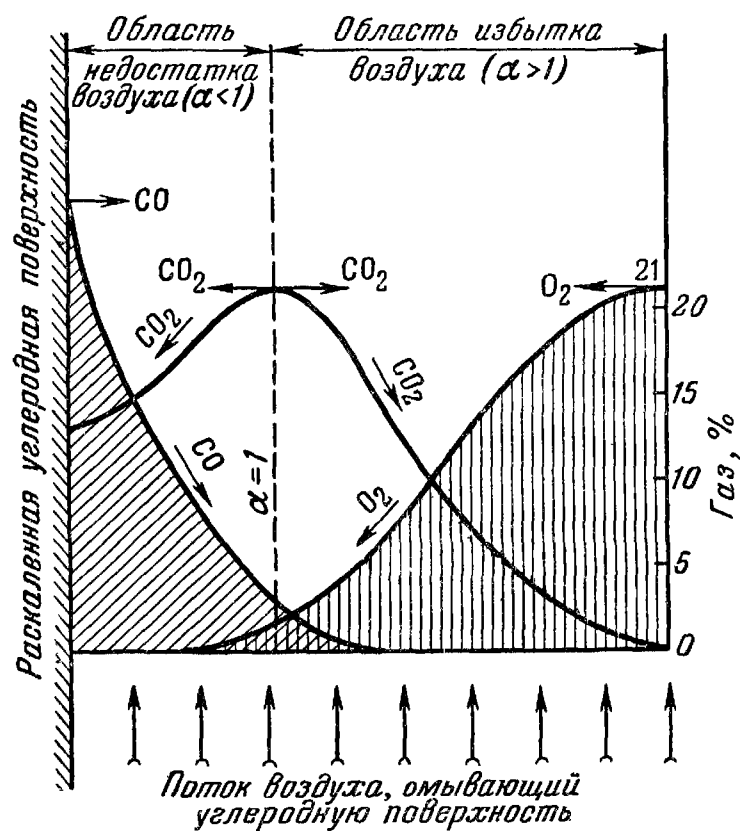


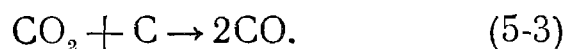
Рис. 5-3. Характер изменения концентраций газов около раскаленной поверхности углерода.

стремится проникнуть через пограничный слой продуктов сгорания к углеродной поверхности. Однако диффузия его в поток газов, движущихся в направлении от углеродной поверхности, чрезвычайно затруднена.

Окись углерода стремится удалиться от твердой частички в область, где концентрация ее ниже. Кислород вступает во взаимодействие с окисью углерода с образованием углекислого газа:



Поэтому на некотором расстоянии от углеродной поверхности создается максимальная концентрация углекислого газа. Эта концентрация снижается: по мере удаления от твердой частички кокса за счет смешения с воздухом, а в зоне горения — вследствие восстановительной реакции с раскаленным углеродом



В результате этого на поверхности коксовой частички получается наибольшая концентрация окиси углерода.

Таким образом, горение твердого топлива начинается с воспламенения летучих продуктов его разложения. Это подготавливает

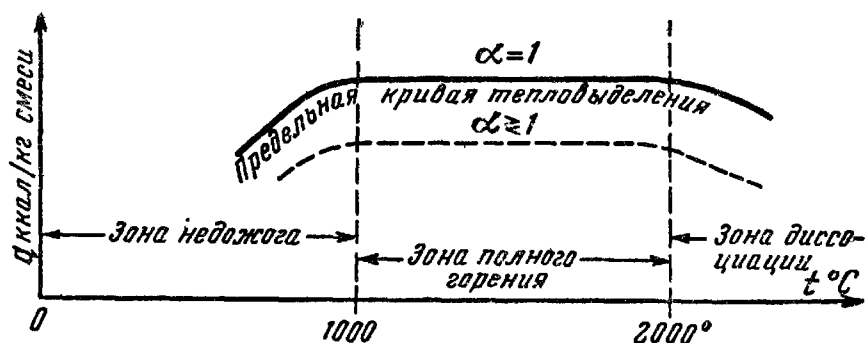


Рис. 5-4. Зависимость удельного тепловыделения горючей смеси от температуры.

(хотя в начале и несколько тормозит) процесс горения твердого углеродного остатка — кокса, который сгорает, предварительно превращаясь в значительной мере в газообразные продукты.

Задача организации топочных процессов состоит в том, чтобы предельно использовать теплоту сгорания топлива и, следовательно, получить наибольшее тепловыделение в топке. Выполнение этого требования зависит от ряда причин, из которых главными являются температура в топке, избыток воздуха, первичное и вторичное смесеобразование.

Тепловыделение при сжигании топлива в значительной степени зависит от температурного режима в топке. На рис. 5-4 представлена зависимость удельного тепловыделения горючей смеси от температуры.

При относительно низких температурах в ядре факела наблюдается химическая неполнота сгорания горючих веществ топлива.

В продуктах сгорания остаются окись углерода, водород, могут быть углеводороды и даже небольшое количество свободного кислорода. Это объясняется тем, что с понижением температуры скорость реакций окисления падает, они протекают дольше, а время пребывания частиц топлива в топке весьма ограничено.

При температурах в топке от 1000 до 1800—2000°С может быть достигнуто полное сгорание топлива. Так как при этих температурах скорости реакций достаточно велики, то, несмотря на сравнительно короткое время пребывания горючих веществ в топке, процессы окисления могут быть полностью завершены.

Удельное тепловыделение q достигает своего предельного значения при полном сгорании и коэффициенте избытка воздуха, равном единице. При других значениях коэффициента избытка воздуха ($\alpha \geq 1$) имеет место снижение величины q .

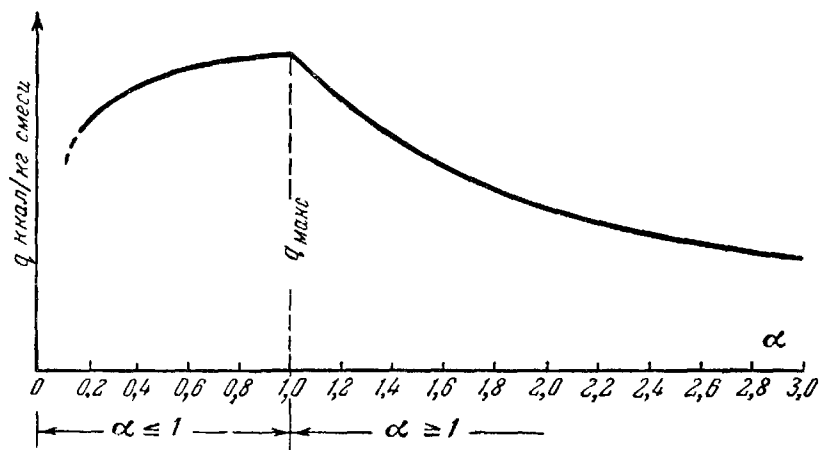


Рис. 5-5. Зависимость удельного тепловыделения горючей смеси от избытка воздуха

На рис. 5-5 показана зависимость удельного тепловыделения горючей смеси от коэффициента избытка воздуха.

С уменьшением коэффициента избытка воздуха тепловыделение снижается, так как недостаток кислорода приводит к окислению меньшего количества топлива. При большой нехватке воздуха понижается температурный уровень процесса, что приводит к снижению скорости происходящих реакций и, следовательно, к резкому уменьшению тепловыделения.

Удельное тепловыделение при повышении коэффициента избытка воздуха больше единицы ($\alpha > 1$) снижается даже еще быстрее, чем при недостатке воздуха. Большие количества избыточного воздуха, подаваемого в топку, как правило, с относительно невысокой температурой ($200\text{--}400^\circ\text{C}$), приводят к снижению температурного уровня процесса и уменьшению количества горючего на единицу веса смеси, в результате чего скорость протекания реакций окисления замедляется.

Таким образом, предел изменения коэффициента избытка воздуха, дающий сравнительно небольшие снижения удельного тепловыделения от его наибольшего значения, получается весьма ограниченным.

В реальных условиях сжигания топлива в топках котельных агрегатов предельные значения тепловыделения не достигаются, так как даже при среднем коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1$ имеет место неполнота сгорания. Последняя в значительной мере зависит от того, как организованы процессы смесеобразования: первичного, определяющего длительность периода подготовки топлива к воспламенению и время сгорания его, и вторичного, обуславливающего пол-

ноту сгорания горючих соединений топлива.

В общем случае полное время сгорания топлива τ_n складывается из двух частей: времени, в течение которого достигается контакт горючего вещества с окислителем, τ_ϕ и времени протекания химической реакции окисления τ_x :

$$\tau_n = \tau_\phi + \tau_x. \quad (5-4)$$

Если время, необходимое на осуществление подвода окислителя к горючему веществу, существенно меньше времени протекания химической реакции окисления, т. е. $\tau_\phi \ll \tau$, то процесс протекает в кинетической области горения. Полное время сгорания топлива в этом случае определяется в основном скоростью протекания химических реакций:

$$\tau_n \approx \tau_x. \quad (5-5)$$

Практически протекание процесса горения в кинетической области может иметь место при предварительном смешении в горелках газообразного топлива с воздухом до подачи его в топку.

В том случае, когда время на доставку окислителя к горючему веществу оказывается несоизмеримо больше времени химической реакции окисления, т. е. $\tau_\phi \gg \tau_x$, процесс протекает в диффузионной области горения и полное время сгорания определяется почти целиком временем смесеобразования:

$$\tau_n \approx \tau_\phi \quad (5-6)$$

На рис. 5-6 представлена скорость горения на твердой поверхности топлива. Ско-

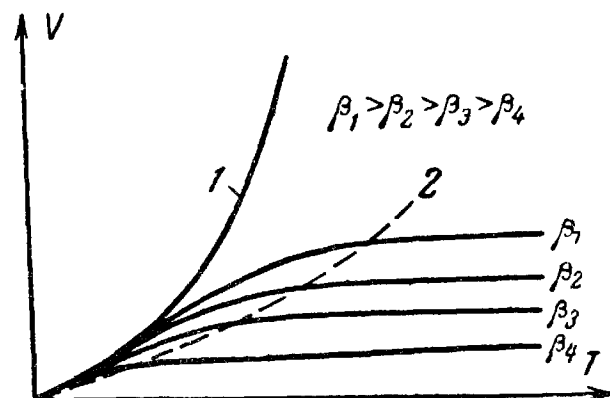


Рис 5-6 Скорость горения из твердой поверхности топлива.

рость процесса горения в кинетической области (кривая 1) определяется только температурой, резко возрастающей с ростом последней. Правее кривой 2 протекают диффузионные процессы горения. Скорости горения в этой области очень мало зависят от температуры, но сильно меняются с величиной коэффициента β , характеризующего условия доставки окислителя к поверхности горения. Чем лучше гидродинамические условия подвода окислителя к поверхности горения, тем больше коэффициент β и, следовательно, при больших температурах начнется отклонение процесса из кинетической в диффузионную область.

Между кривыми 1 и 2 находится область диффузионно-кинетического горения.

В топках котельных агрегатов процесс сжигания топлива (за исключением сжигания газообразного топлива с предварительным смешением газа с воздухом в горелках) протекает в диффузионной или диффузионно-кинетической области горения. Поэтому полнота сгорания топлива в очень сильной степени зависит от процессов смесеобразования.

В камерных топках хорошее первичное смесеобразование достигается рядом мероприятий, из которых основными являются следующие: подсушка и перемешивание топлива с воздухом перед поступлением его в топку; подача в зону подготовки топлива не всего количества воздуха, необходимого для горения, а только части (первичного воздуха), так как воспламенение и горение топлива начинаются лишь с поверхности факела; создание широко раскрытого факела с большой поверхностью и высокой турбулизацией, способствующей интенсивному эжектированию продуктов сгорания к корню факела; применение высоко подогретого воздуха.

В слоевых топках условия для воспламенения топлива достаточно благоприятны, и основная задача первичного смесеобразования состоит в том, чтобы осуществлять подачу необходимого количества воздуха в различные зоны горения на решетке.

Продукты неполного окисления, образующиеся в ядре факела камерных топок и при горении топлива в слое, поднимаются в верхнюю часть топочного пространства, где температуры более низкие и меньшая концентрация окислителя. Сюда же попадают и твердые горящие частички кокса, окружен-

ные оболочкой продуктов сгорания, которая препятствует проникновению к раскаленной поверхности кислорода воздуха. Поэтому для обеспечения догорания газообразных продуктов неполного горения и кокса большую роль играет организация процессов вторичного смесеобразования. Этим процессам способствуют: подача вторичного воздуха с большой скоростью, обуславливающая высокую турбулизацию факела в верхней части топочного объема; создание такой аэродинамики, при которой достигается равномерное заполнение факелом всего топочного объема и, следовательно, увеличивается время пребывания топочных газов и коксовой частички в топке.

Температурный режим в топке определяется количеством тепла, выделяющимся в топочной камере, и условиями теплообмена в ней.

Полезное тепловыделение в топке Q_m складывается из располагаемого тепла Q_p в ккал на 1 кг твердого или жидкого или 1 м^3 газообразного расчетного расхода топлива с учетом потерь тепла в топочной камере и тепла, вносимого в топку воздухом Q_s . В случае возврата в топку части дымовых газов из конвективных газоходов (рециркуляции) приносимое ими тепло Q_{pc} тоже учитывается при определении Q_m :

$$Q_m = Q_p \frac{100 - q_3 - q_6}{100} + Q_s - Q_{s.внш} + Q_{pc} \text{ ккал/кг или ккал/м}^3. \quad (5-7)$$

Тепло, вносимое в топку горячим воздухом, подаваемым дутьевым вентилятором, и холодным воздухом присосов через неплотности в топке $\Delta\alpha_m$ и пылеприготовительной установке $\Delta\alpha_{пл.у}$, равно:

$$Q_s = (\alpha_m - \Delta\alpha_m - \Delta\alpha_{пл.у}) V_s^0 (ct)_{z.s} + (\Delta\alpha_m + \Delta\alpha_{пл.у}) V_s^0 (ct)_{x.s} \text{ ккал/кг или ккал/м}^3. \quad (5-8)$$

Количество тепла Q_s рассчитывается по температуре горячего воздуха на выходе из воздухоподогревателя $t_{z.s}$. При предварительном подогреве воздуха перед воздухоподогре-

вателем Q_g должно быть уменьшено на количество тепла, полученное воздухом в паровом калорифере $Q_{г.внш}$, поскольку это тепло входит в величину располагаемого тепла Q_p^p [см. формулу (4-5)]

Если бы процесс горения топлива происходил в условиях полного отсутствия теплообмена между продуктами сгорания и поверхностями нагрева, то в топочной камере установилась бы температура, которую принято

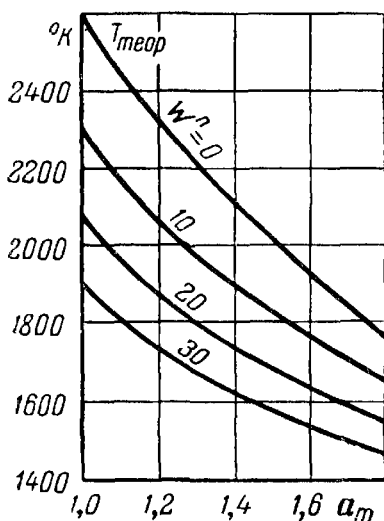


Рис. 5-7. Зависимость теоретической температуры сгорания топлива от коэффициента избытка воздуха на выходе из топки.

называть теоретической температурой сгорания топлива $t_{теор}$. Ее определяют по полезному тепловыделению в топке Q_m с помощью таблицы энтальпий продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки α_m .

Полезное тепловыделение в топке Q_m , а следовательно и теоретическая температура сгорания $t_{теор}$, возрастает с увеличением теплоты сгорания топлива Q_p^p , с повышением температуры горячего воздуха $t_{г.в}$ и уменьшением присосов холодного воздуха в топке $\Delta\alpha_m$ и пылеприготовительной установке $\Delta\alpha_{пл.ч}$.

Теоретическая температура сгорания топлива может быть выражена через среднюю суммарную теплоемкость продуктов сгорания:

$$t_{теор} = \frac{Q_m}{[(Vc)_{с.г} + (Vc)_{H_2O}]t_{теор}} \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (5-9)$$

Зависимость теоретической температуры сгорания от коэффициента избытка воздуха на выходе из топки приведена на рис. 5-7.

Зависимость теоретической температуры сгорания топлива от приведенной влажности

топлива для различных значений температуры горячего воздуха дана на рис. 5-8.

Интенсивность тепловой работы камерных топок принято характеризовать величиной, называемой видимым тепловым напряжением топочного объема $\frac{BQ_p^p}{V_m} \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$, где V_m — объем топочной камеры, м^3 .

Эта величина определяет общий температурный уровень и время пребывания топлива в топке.

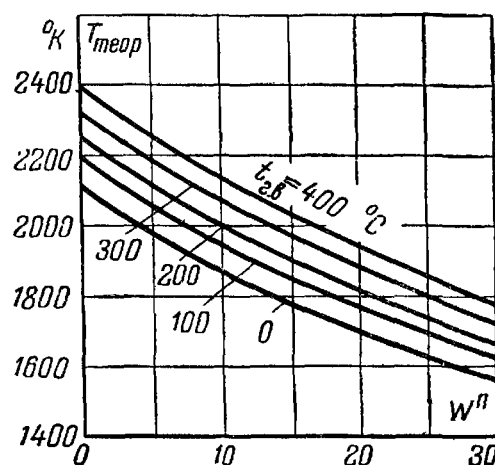


Рис. 5-8. Зависимость теоретической температуры сгорания от приведенной влажности топлива.

Стремление повысить тепловое напряжение топочной камеры наталкивается на возрастание неполноты сгорания топлива. Поэтому величину видимого теплового напряжения топочного объема выбирают различной в зависимости от свойств сжигаемого топлива и конструкции топочных устройств.

Для камерных топок величина видимого теплонапряжения топочного объема $\frac{BQ_p^p}{V_m}$ для твердых топлив находится в пределах $(120 - 200) \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$; для газообразных топлив и мазута она обычно несколько больше: $(200 - 250) \times 10^3 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$.

Для характеристики работы слоевых топок прибегают к двум условным параметрам. Помимо величины видимого теплового напряжения топочного объема $\frac{BQ_p^p}{V_m}$ пользуются также величиной видимого теплового напряжения зеркала горения $\frac{BQ_p^p}{R} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$,

где R — поверхность слоя топлива на колосниковой решетке, m^2 .

Обе эти характеристики слоевых топок зависят от свойств сжигаемого топлива и конструкции топочных устройств. Видимое тепловое напряжение зеркала горения $\frac{BQ_n^p}{R}$ находится в пределах $(700—1000) \cdot 10^3$ ккал/ $m^2 \cdot ч$, а видимое теплонапряжение топочного объема слоевых топок

$$\frac{BQ_n^p}{V_m} = (200—250) 10^3 \text{ ккал}/m^3 \cdot ч.$$

5-4. ОБРАЗОВАНИЕ ШЛАКА И ПОВЕДЕНИЕ ЕГО В ТОПКЕ

В процессе окисления горючей массы топлива значительные преобразования испытывают и его минеральные примеси.

В период подготовки топлива к воспламенению начинается изменение кристаллической структуры некоторых минералов. При температуре примерно $120^\circ C$ сульфат кальция (гипс) $CaSO_4 \cdot 2H_2O$ теряет кристаллизационную влагу. При температуре $300—400^\circ C$ ее лишается глина $Al_2O_3 \cdot 2SiO_2 \cdot 2H_2O$.

При температуре $500^\circ C$ карбонат магния $MgCO_3$, а при $800—950^\circ C$ карбонат кальция $CaCO_3$ и карбонат железа $FeCO_3$ разлагаются с образованием окислов MgO , CaO , закиси FeO и выделением свободной углекислоты CO_2 .

Наиболее легкоплавкие примеси золы — щелочи и хлориды — при температурах порядка $800—1000^\circ C$ расплавляются и затем испаряются.

Железный колчедан FeS_2 в окислительной газовой среде ($\alpha > 1$) при нагревании до $600—700^\circ C$ окисляется до окиси железа Fe_2O_3 . В условиях восстановительной среды ($\alpha < 1$) он может плавиться без разложения, образуя при этом весьма легкоплавкие сплавы ($800—900^\circ C$).

При температуре в пределах $900—1100^\circ C$ закись железа FeO в окислительной газовой среде окисляется до окиси Fe_2O_3 , а в восстановительной — восстанавливается до чистого металла Fe .

Железный колчедан FeS_2 и закись железа FeO являются сравнительно легкоплавкими соединениями (температура плавления их $1030^\circ C$), и наличие их в золе приводит к снижению температуры плавления шлака.

Содержание окиси железа Fe_2O_3 и металлического железа сопровождается повышением температуры плавления шлака.

Свободный кремнезем SiO_2 плавится при температуре $1625^\circ C$, а глинозем Al_2O_3 при $2050^\circ C$.

Легкоплавкие вещества и образующиеся сплавы с низкой температурой плавления, переходя в жидкое состояние, растворяют тугоплавкие соединения. В этих условиях по мере дальнейшего повышения температуры происходит возникновение новых эвтектических смесей, имеющих значительно более низкие температуры плавления, чем входящие в их состав компоненты.

Относительно легкоплавкие шлаки получают обычно при наличии в золе топлива больших количеств свободного кремнезема SiO_2 , который с закисью железа FeO , железным колчеданом FeS_2 , окисью кальция CaO и магнезией MgO дает легкоплавкие эвтектики, в которых растворяется тугоплавкий глинозем Al_2O_3 .

При отсутствии в золе топлива заметных количеств свободного кремнезема и железного колчедана шлаки могут быть тугоплавкими.

Обязательным условием нормальной работы топочных устройств помимо непрерывной подачи топлива и воздуха является бесперебойный отвод продуктов сгорания и образующегося шлака. Однако задача организации своевременного и непрерывного удаления шлака осложняется тем, что поведение шлака зависит от очень большого числа факторов, которые подчас сильно затрудняют его отвод из топки.

На поведение шлака в топке, кроме рассмотренных выше факторов (химического состава минеральных примесей топлива и характера газовой среды), существенное влияние оказывают также температурный режим, аэродинамика и некоторые специфические особенности различных способов сжигания топлива.

В слоевых топках вывод шлака осуществляется в гранулированном (сухом) виде.

При горении топлив на поверхности раскаленных коксовых частиц минеральные примеси плавятся. Это приводит нередко к обволакиванию еще недогоревших частиц кокса шлаком и, следовательно, к механическому недожогу топлива. Попадая в зону более низких температур, шлак охлаждается и гранулируется. Интенсивному охлаждению шлака способствует поток воздуха, подаваемый через отверстия колосниковой решетки с относительно низкой температурой.

Для снижения механического недожога применяют различные режимные и конструктивные мероприятия. Так, например, для лучшего выжига кокса из шлака в топках с цепными решетками увеличивают время пребывания шлака на решетке с помощью шлаковых подпоров, производят частую шуровку (перемешивание) слоя и т. д.

Шлакообразование при слоевом сжигании может приводить к повышенному механическому недожогу также при малых нагрузках топki, так как при этом температурный режим бывает пониженным и непрерывное стекание всего образующегося на поверхности коксовых частиц шлака не достигается.

При недостаточной скорости подвода воздуха через колосниковую решетку охлаждение шлака ухудшается, отдельные не успевшие затвердеть капельки могут сливаться, образуя слой вязкого шлака, перекрывающего воздушные проходы и тем самым препятствующего нормальному доступу воздуха к горящему коксу. Это тоже может обусловить неполноту сгорания топлива.

В камерных топках удаление шлака может производиться в гранулированном (сухом) или жидком состоянии.

При сжигании топлив в виде пыли минеральные примеси в значительной мере отделяются от горючей массы. Обладая несколько большим удельным весом, зола топлива при гравитационной сепарации (т. е. под влиянием разности удельных весов), которая всегда сопутствует пылеприготовлению, подвергается более тонкому размолу. Отдельные компоненты золы при этом нередко оказываются обособленными друг от друга. Это создает возможность неравномерного распределения различных составляющих золы в топочном объеме и их самостоятельное поведение. Исследованиями установлено, что исходная зола топлива, шлак, выпадающий в нижнюю часть топочной камеры, и летучая зола, уносимая в газоходы котла, могут отличаться по своему химическому составу.

В камерных топках частички золы, попадая в высокотемпературную область ядра факела, расплавляются. Двигаясь далее в топочном пространстве вместе с потоком топочных газов, в зонах более низких температур зола гранулируется.

Твердые частички золы могут осаждаться на поверхностях горизонтальных и слабонаклонных труб.

При образовании на трубах слоя золы значительной толщины температура на наруж-

ной поверхности золowego слоя вследствие возрастания термического сопротивления повышается, что влечет размягчение и спекание шлаковых частиц (рис. 5-9). При небольших расстояниях между трубами может произойти даже образование сплошного мостика, перекрывающего проход для газов.



Рис. 5-9. Шлакообразование на пучке труб.

Наросты шлака в топке могут возникать при наличии в зоне высоких тепловыделений неэкранированных участков обмуровки, имеющих повышенную температуру по сравнению с экранными трубами. В этом случае расплавленный шлак, химически взаимодействуя с огнеупорным материалом обмуровки, образует первичный жидкий слой, который далее продолжает увеличиваться за счет налипания на него новых порций шлака.

Шлакованию поверхностей нагрева топki и первых газоходов котла, а также неэкранированных участков обмуровки в сильной степени способствует содержание в минеральных примесях топлива легко плавящихся и испаряющихся щелочей и хлоридов, которые конденсируются на трубках и обмуровке в виде вязких липких соединений. На эти поверхности в дальнейшем интенсивно прилипают движущиеся в потоке топочных газов частицы золы.

Большое влияние на процесс шлакования поверхностей нагрева оказывает аэродинамика в камерной топке. При ударе газовоздушного потока, несущего расплавленные частички золы, или смещении ядра факела к какой-либо стенке топki будет происходить налипание шлака на трубы. В застойных зонах топki, где создаются пониженные скорости топочных газов, частицы шлака выпадают из потока.

При сухом шлакоудалении 85—90% золы топлива уносится в гранулированном состоянии с потоком топочных газов в газоходы котла. Выпавшие из потока газов и не осевшие на поверхностях труб или обмуровки частицы шлака охлаждаются в нижней части топki, выполняемой в виде холодной воронки.

В топках с жидким шлакоудалением поверхность нагрева в нижней части топki закрывается огнеупорным теплоизоляционным

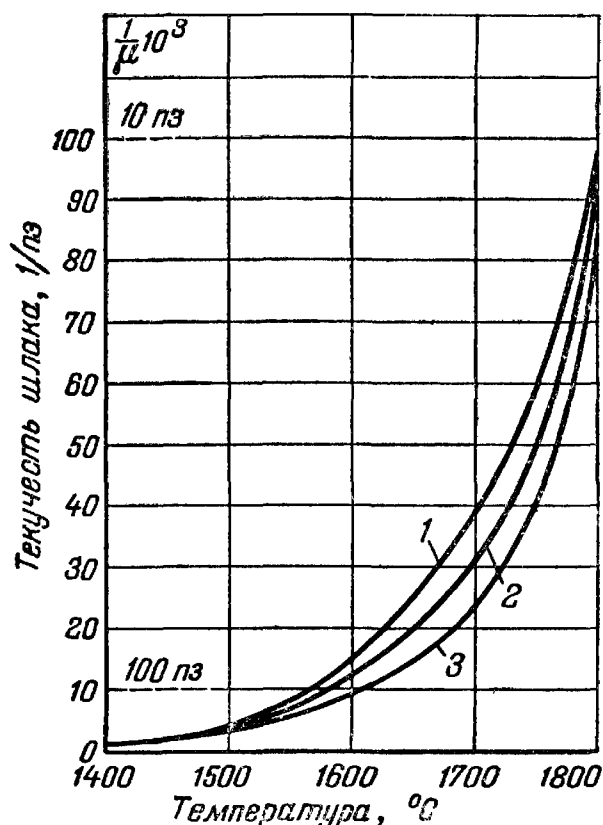


Рис. 5-10. Текучесть топочных шлаков.

1 — кизеловский каменный уголь Г; 2 — аралычский каменный уголь Г; 3 — антрацит АШ.

материалом. Это приводит к созданию в этой зоне очень высоких температур, которые обес-

печивают достаточную текучесть жидкого шлака.

Кривые текучести топочных шлаков, т. е. величины обратной их вязкости μ , в зависимости от температуры для некоторых твердых топлив показаны на рис. 5-10. С повышением температуры текучесть шлаков возрастает. Однако при большой текучести шлаки становятся химически активными по отношению к обмуровке. При малой текучести невозможно обеспечить непрерывное удаление шлака из топки в жидкоплавком состоянии. Предельными значениями вязкости котельных шлаков считают следующие: верхний предел примерно 100 пз (соответствует текучести меда или смолы) и нижний предел около 10 пз (соответствует текучести касторового масла).

В однокамерных топках с жидким шлакоудалением удается вывести в виде жидкого шлака 30—40% золы; в двухкамерных топках улавливание золы в топке возрастает примерно до 50—60%. Остальная зола (так называемая летучая зола) остается взвешенной в продуктах сгорания и выносится из топки в газоходы котла.

В циклонных топках достигается высокое улавливание золы в виде жидкого шлака (до 85—90%).

ГЛАВА ШЕСТАЯ СЛОЕВЫЕ ТОПКИ

6-1. ТОПКИ С НЕПОДВИЖНЫМ СЛОЕМ ТОПЛИВА

Простейшей слоевой топкой является топка с неподвижной колосниковой решеткой с загрузкой топлива и очисткой решетки от шлака вручную. Механизация работ в этих топках достигается установкой механических забрасывателей топлива и качающихся или поворотных колосников.

На рис. 6-1 изображена топка с горизонтальной решеткой из качающихся колосников и с механическим вращающимся забрасывателем топлива. Из загрузочного бункера 1 скребковым питателем 2 топливо подается к забрасывателю 3, вращающемуся против часовой стрелки. Скорость вращения забрасывателя находится в пределах 300—600 об/мин. Столь большое

число оборотов создает начальную скорость кусочков угля, обеспечивающую им необходимую дальность полета.

При выходе в топку над забрасывателем имеется поворотная заслонка 4, при помощи которой производится регулирование дальности полета частиц топлива.

На фронтальной стене под забрасывателем находится топочная дверка 5, через которую можно в случае необходимости обслуживать решетку вручную.

Передний участок решетки (считая от фронтальной стены, где расположен забрасыватель) выполнен из неподвижных чугунных плитчатых колосников 6, которые представляют собой прямоугольные плиты с круглыми или продолговатыми отверстиями. Вся остальная решетка образована качающимися колосниками 7. Оси качающихся колосников со-

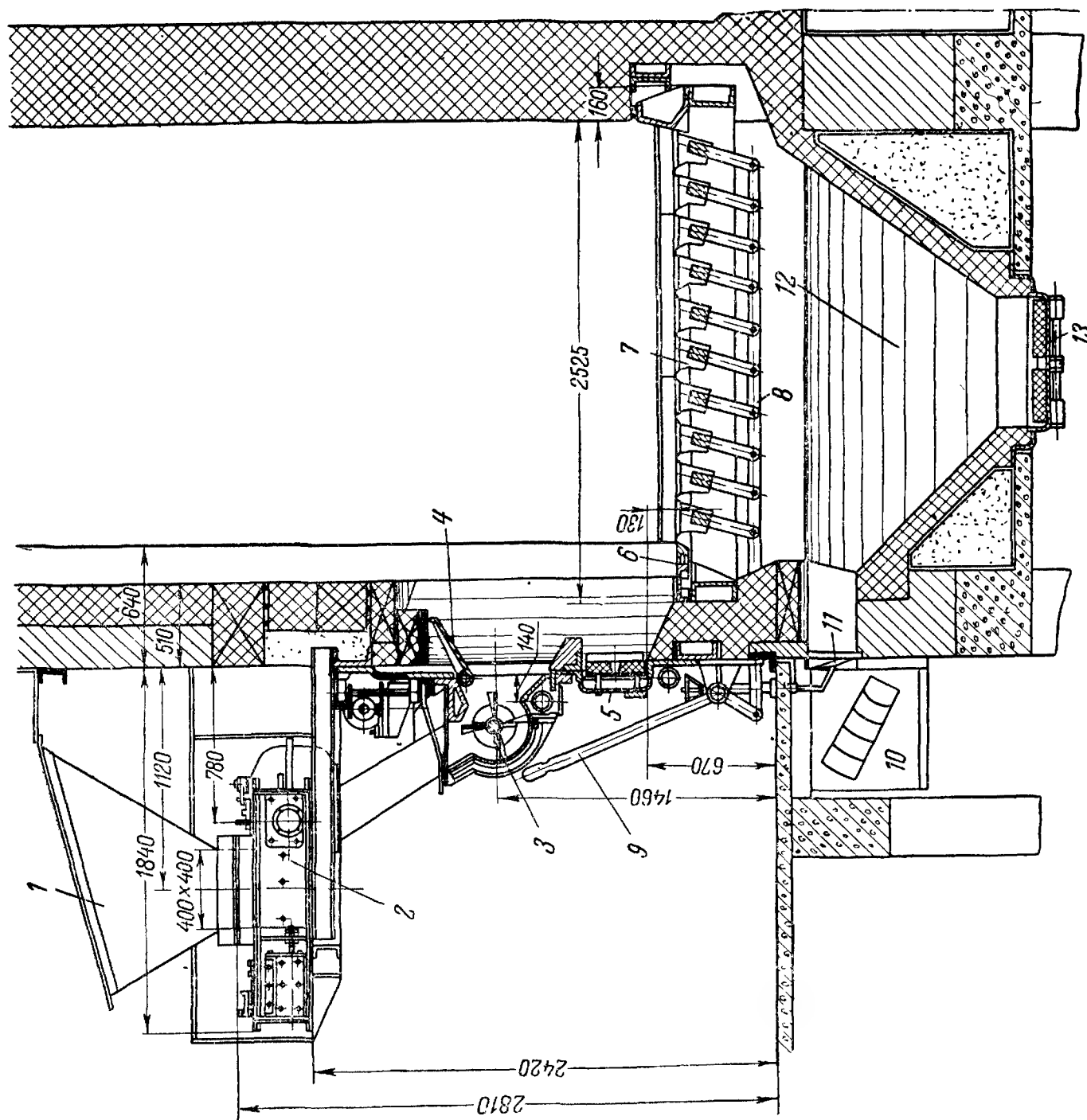


Рис. 6-1. Топка с качающимися колосниками и механическим вращающимся забрасывателем топлива.

1 — загрузочный бункер; 2 — скребковый питатель; 3 — механический вращающийся забрасыватель; 4 — поворотная заслонка для регулирования дальности полета частиц топлива; 5 — топочная дверка; 6 — плитчатые колосники; 7 — качающиеся колосники; 8 — тяга; 9 — рычаг; 10 — воздухопровод; 11 — заслонка; 12 — шлаковый бункер; 13 — шибер.

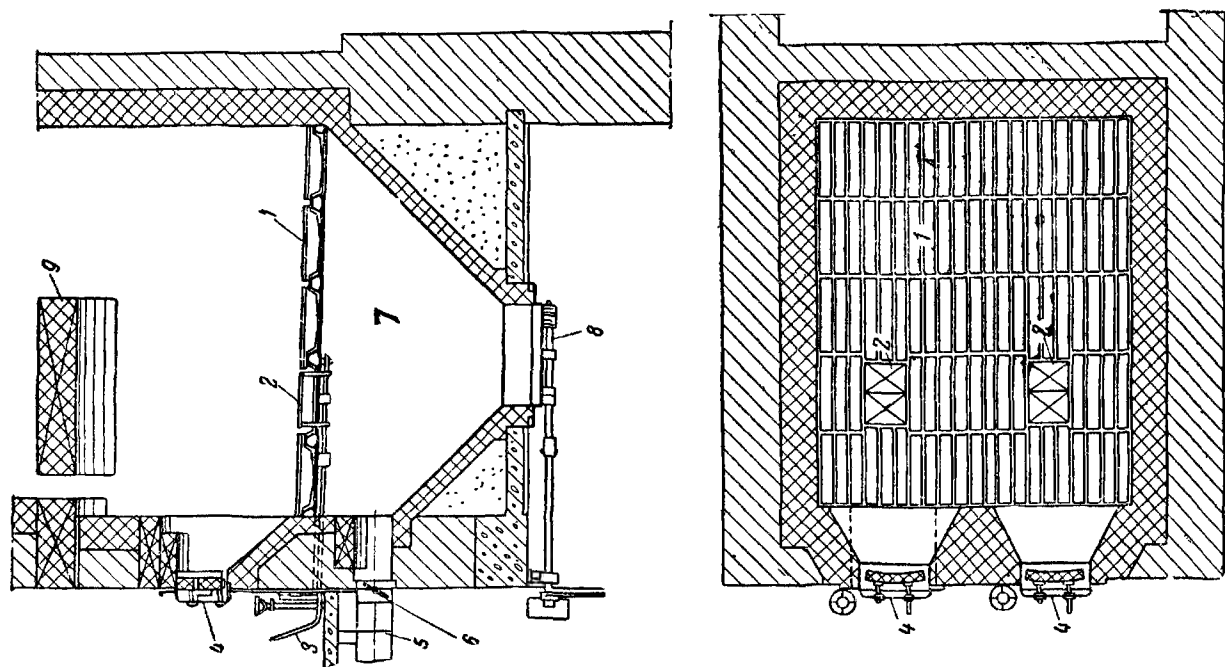


Рис. 6-2. Топка с ручной колосниковой решеткой и поворотными колосниками для бурных углей.

1 — плитчатые колосники; 2 — поворотные колосники; 3 — рычаг для привода поворотных колосников; 4 — заслонка для загрузки; 5 — воздухопровод; 6 — заслонка; 7 — шлаковый бункер; 8 — шибер; 9 — кирпичный свод.

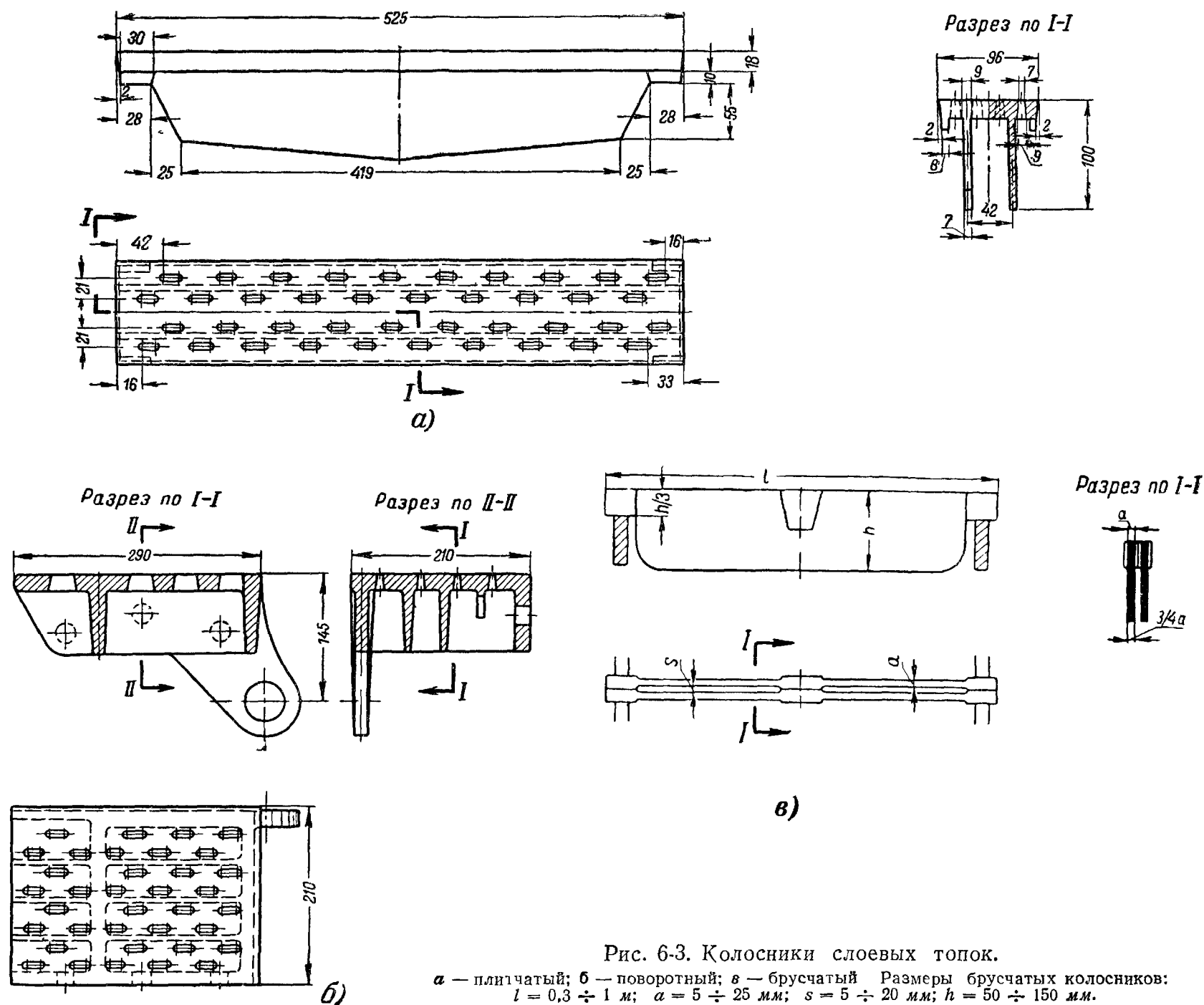


Рис. 6-3. Колосники слоевых топков.

a — плитчатый; *б* — поворотный; *в* — брусчатый. Размеры брусчатых колосников: $l = 0,3 \div 1$ м; $a = 5 \div 25$ мм; $s = 5 \div 20$ мм; $h = 50 \div 150$ мм.

единены тягами 8, при помощи которых производится поворачивание колосников вручную рычагом 9 или механическим приводом. Угол поворота колосников может достигать $20\text{--}25^\circ$.

Воздух подается по воздухопроводу 10 под решетку. Пройдя сквозь зазоры между колосниками, воздух попадает в слой топлива. Регулирование подачи воздуха производится заслонкой 11 с ручным приводом.

Качающиеся колосники облегчают очистку решетки от шлака. При частых качаниях колосников образующийся на решетке слой шлака разрушается и небольшие кусочки его проваливаются в шлаковый бункер 12 через увеличивающиеся при наклоне зазоры между

колосниками. В нижней части шлаковый бункер закрыт плотным шибером 13, который предотвращает проникновение в топку излишнего воздуха. Через этот шибер шлаковый бункер периодически освобождается от накопившихся в нем очаговых остатков.

Помимо решеток с качающимися колосниками имеются конструкции с горизонтальными или слабонаклонными решетками, выполненными из неподвижных плитчатых колосников. Для удаления шлака в таких решетках делается несколько поворотных колосников.

На рис. 6-2 показана топка с ручной колосниковой решеткой и поворотными колосниками. Конструкции плитчатых колосников, устанавливаемых не-

подвижно, и поворотных колосников приведены на рис. 6-3. Здесь же показан брусчатый (балочный) колосник, который применяется в топках для кускового торфа и дров.

Очистка от шлака решеток с поворотными колосниками производится вручную примерно 1—2 раза за смену. При эксплуатации решеток с качающимися колосниками очистка шлака вручную не исключается, только периоды между чистками увеличиваются, особенно при механизированном приводе колосников (ее проводят 1 раз в сутки или даже реже).

Подача топлива на колосниковую решетку механическим забрасывателем означает механизацию весьма трудоемкой операции обслуживания топок. Кроме того, при механическом забросе топлива вращающимися забрасывателями ликвидируется один из крупнейших недостатков топок с ручным обслуживанием — периодичность подачи топлива и вытекающая отсюда неравномерность процесса тепловыделения в топке.

Существенным недостатком работы механических забрасывателей является неравномерный разброс топлива по решетке. Крупные кусочки топлива отбрасываются в дальний конец решетки, мелкие — ложатся на ее переднюю часть. Это приводит к образованию весьма неоднородного слоя топлива на решетке. Скорость выгорания отдельных участков слоя получается различной, и потому требуется более частая шуровка (перемешивание), чем при ручном забросе топлива.

Для подачи топлива на колосниковую решетку, кроме механических забрасывателей, используются также пневматические и паровые забрасыватели. Они тоже не обеспечивают равномерного распределения топлива по решетке. Но в отличие от механических забрасывателей при забросе топлива воздухом или паром крупные кусочки падают на переднюю часть решетки, а мелкие — на заднюю ее часть.

Неравномерность распределения топлива на решетке по размеру кусочков может быть несколько уменьшена при сочетании механического и пневматического заброса, который сравнительно легко осуществляется путем подачи небольшого количества воздуха под давлением в нижнюю часть забрасывателя.

В топках с неподвижным слоем топлива может сжигаться очень большая группа топлив: антрацит, каменные угли, бурые угли, торф, дрова. Это объясняется тем, что вследствие верхней загрузки свежего топлива про-

цесс подготовки его к воспламенению происходит за счет интенсивного подвода тепла одновременно от двух источников: снизу — от горящих летучих веществ и раскаленного кокса и сверху — лучистым теплом топочных газов и обмуровки.

Экономичность работы таких топок сравнительно невелика, так как потери тепла с механическим недожогом топлива доходят до 7—12%, с химической неполнотой сгорания — до 2—3%.

Необходимость ручной шуровки и удаления шлака с решетки, а при отсутствии забрасывателей и ручная подача топлива приводят к тому, что эти топки могут быть использованы только для котлов малой производительности (до 10 т/ч).

6-2. ТОПКИ С ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ ТОПЛИВА ПО РЕШЕТКЕ

Стремление механизировать обслуживание и вместе с тем повысить экономичность и производительность топочных устройств привело к созданию полумеханических и механических слоевых топок.

В топках с перемещением топлива по решетке движение его осуществляется под влиянием собственного веса или принудительно с помощью механизмов.

На рис. 6-4 показана шахтная топка с наклонной решеткой для кускового торфа. Из загрузочного бункера 1 свежее топливо поступает в шахту 2, где оно, спускаясь постепенно на решетку, прогревается и подсушивается.

Решетка выполнена из наклонных брусчатых 3 и горизонтальных плиточных колосников 4, которые опираются на трубы, охлаждаемые проточной водой.

Угол наклона колосниковой решетки выбирают таким, чтобы по мере прогорания топлива под влиянием собственного веса продвигалось вниз (порядка 30—35°). На горизонтальных участках решетки происходят догорание кокса и выжиг шлака.

Воздух к слою топлива подается под решетку через зазоры между брусчатыми колосниками и отверстия в плитчатых колосниках.

Вследствие перемещения топлива отдельные стадии горения его происходят последовательно по длине решетки. Это дает возможность осуществлять зонное дутье, т. е. подавать различные количества воздуха к отдельным участкам решетки в соответствии с теми процессами, которые происходят с топ-

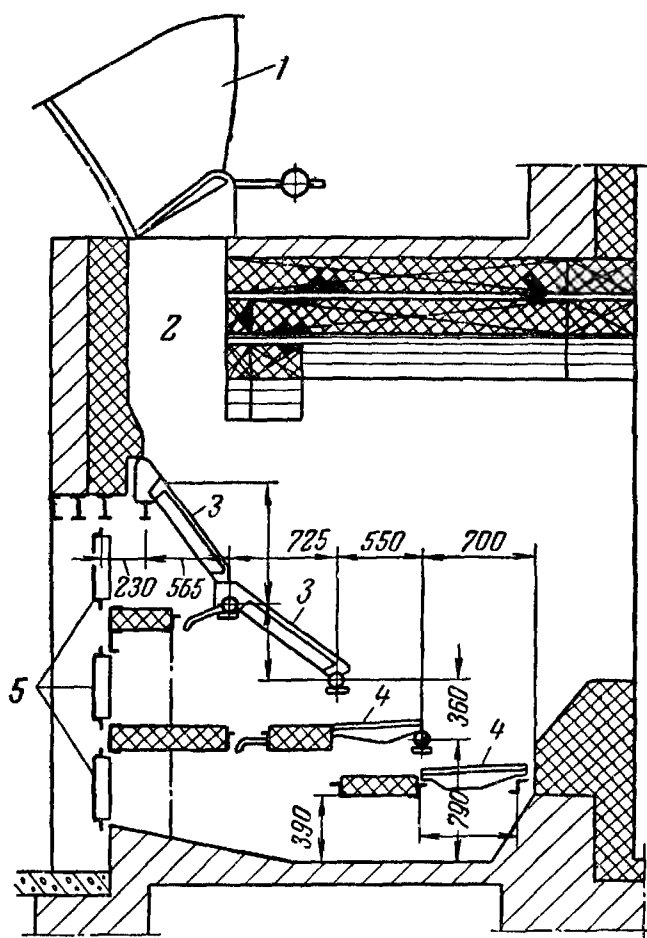


Рис. 6-4. Шахтная топка для кускового торфа.

1 — загрузочный бункер; 2 — шахта; 3 — брусчатые колосники; 4 — плитчатые колосники; 5 — поддувальная дверка.

ливом в этих зонах. Наименьшее количество воздуха требуется в зоне подогрева топлива, наибольшее — в зоне горения. В представленной на рис. 6-4 конструкции топки воздух подводится по трем зонам.

Принудительное перемещение топлива достигается также в топке с наклонно-переталкивающей решеткой (рис. 6-5).

Под влиянием собственного веса уголь поступает из загрузочного бункера на колосниковую решетку, которая образована из чередующихся рядов подвижных 1 и неподвижных 2 колосников, расположенных ступенями. Угол наклона решетки равен $15-18^\circ$, т. е. он меньше угла естественного откоса для угля. Перемещение топлива по решетке происходит в результате возвратно-поступательного движения колосников 1. Этим движением осуществляется также непрерывная шуровка слоя топлива. Поэтому на наклонно-переталкивающих решетках можно сжигать горючие сланцы, бурые угли с большой зольностью и повышенной влажностью (например, подмосковный уголь) и каменные угли с большим выходом летучих. Для сжигания топлив с ма-

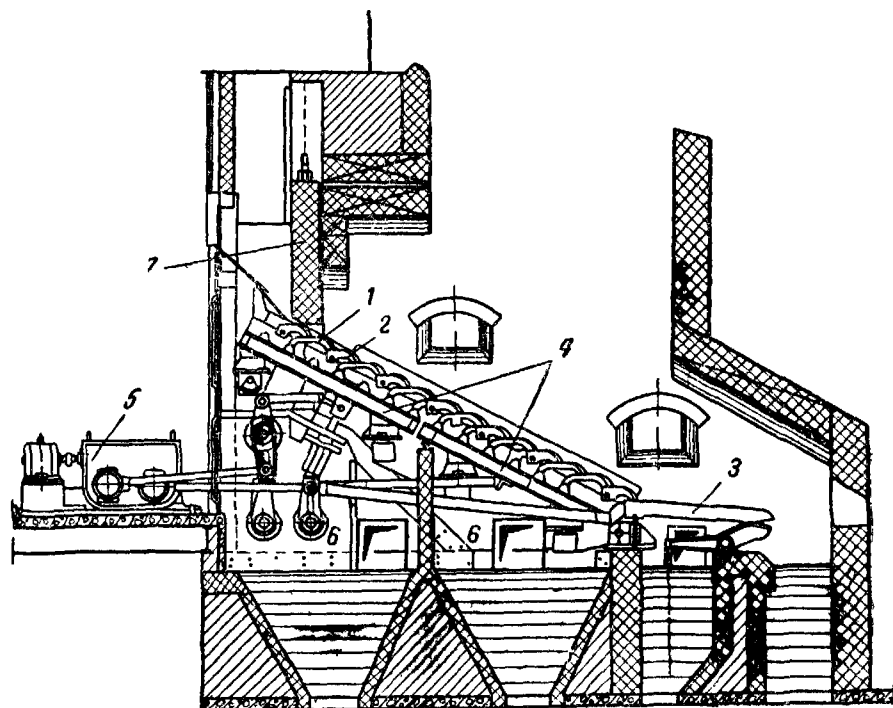


Рис. 6-5. Топка с наклонно-переталкивающей решеткой.

1 — подвижные колосники; 2 — неподвижные колосники; 3 — шлаковые колосники; 4 — подвижные рамы; 5 — приводной механизм; 6 — дутьевые зоны; 7 — шибер для регулирования толщины слоя топлива.

лым выходом летучих (например, антрацита, тощих углей) эти топки не пригодны, так как при соприкосновении с сильно раскаленным коксом колосники быстро изнашиваются.

Подача воздуха к слою топлива производится через горизонтальные каналы, образующиеся между колосниками. Это делает наклонно-переталкивающую решетку практически беспровальной.

Топки с наклонно-переталкивающей решеткой устанавливаются под котлами паропроизводительностью до 50 т/ч.

Одной из конструкций топок с принудительным движением топлива по решетке является топка с шурующей планкой, изображенная на рис. 6-6. Она состоит из неподвижной колосниковой решетки, разделенной в средней части продольной узкой щелью. В этой щели находится замкнутая цепь, в одном из участков которой закреплен чугунный брусок — шурующая планка длиной, равной ширине колосниковой решетки. Она имеет форму треугольника с большим углом наклона передней грани и меньшим углом наклона задней грани. Планка движется возвратно-поступательно с небольшой скоростью (порядка 15 м/мин) по направлению от бункера топлива к задней стенке топки и обратно, с каждым ходом удаляясь дальше. Последний (шестой-седьмой) ход планка делает почти до шлакоснимателя. При ходе вперед

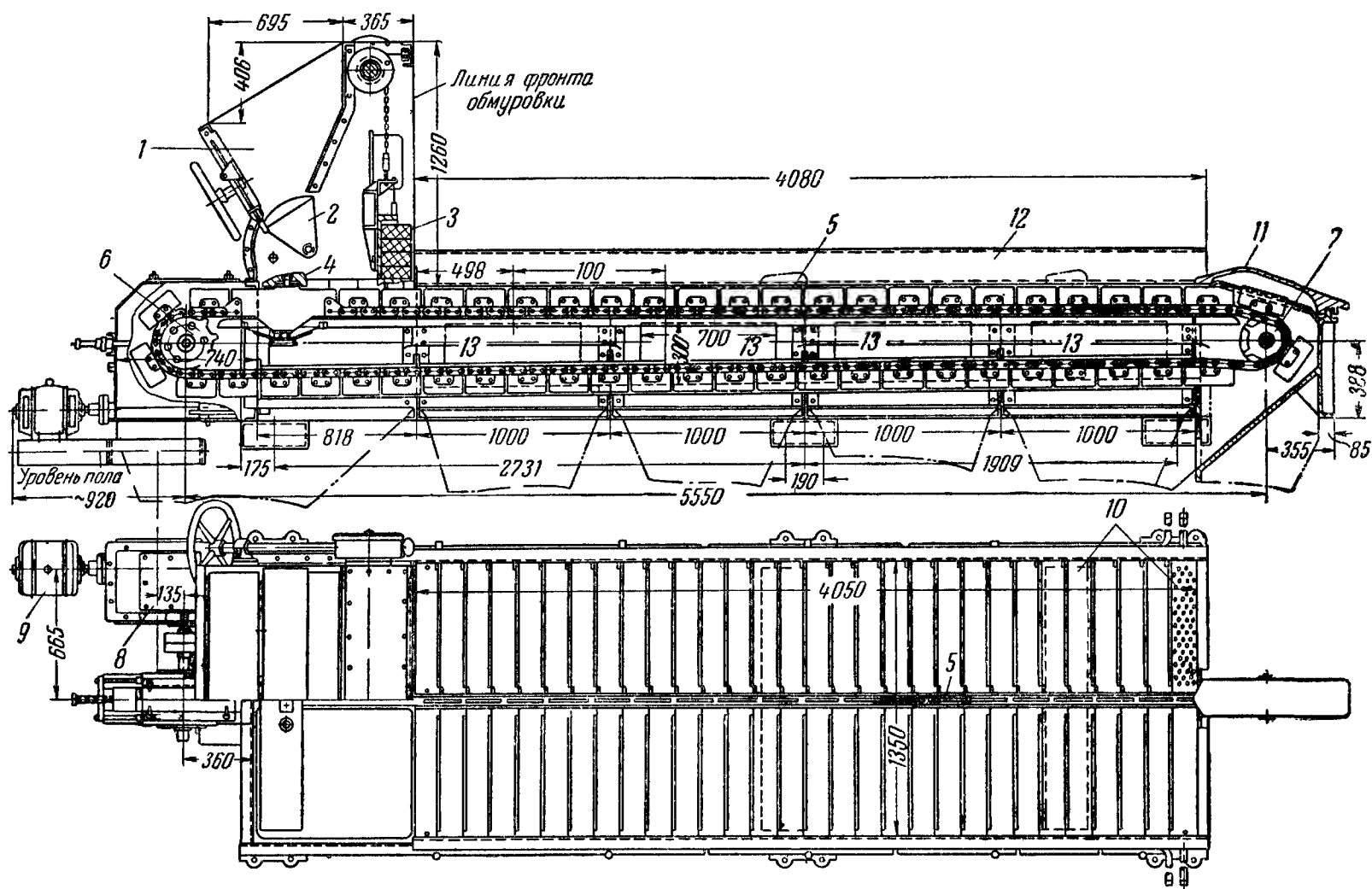


Рис. 6-6. Решетка с шурующей планкой завода „Комета“.

1 — загрузочный бункер; 2 — секторный затвор; 3 — регулятор толщины слоя топлива; 4 — шурующая планка; 5 — ходовая часть решетки; 6 — ведущая звездочка; 7 — ведомый шкив; 8 — редуктор; 9 — электромотор; 10 — неподвижные плитчатые колосники; 11 — шлакосниматель; 12 — охлаждаемая водой боковая панель; 13 — канал для подвода воздуха.

планка продвигает свежее топливо в топку, при обратном ходе вследствие малого угла наклона задней грани она практически лишь взрыхляет слой топлива. Таким образом достигается продвижение топлива по решетке от места входа его до шлакового бункера и шуровка слоя, способствующая более полному сгоранию топлива.

Подача воздуха в этих топках осуществляется через несколько зон, расположенных под решеткой.

Топка с шурующей планкой используется для сжигания бурых углей, а также каменных углей с выходом летучих более 25% под котельными агрегатами производительностью до 20 т/ч.

6-3. ТОПКИ С ЦЕПНОЙ РЕШЕТКОЙ

Наиболее совершенной конструкцией слоевой механической топki является топка с цепной решеткой. Цепная решетка представляет собой бесконечное колоснико-

вое полотно, движущееся вместе с лежащим на нем топливом.

На рис. 6-7 изображена беспроточная цепная решетка (БЦР) для сжигания углей. Из загрузочного бункера 1, размещенного со стороны фронта котла, топливо под влиянием собственного веса поступает на колосниковое полотно. Перемещаясь вместе с решеткой, топливо постепенно претерпевает все стадии процесса горения, начиная с подогрева и кончая образованием шлака. Достигнув конца решетки, шлак сбрасывается в бункер. Таким образом, в топках с цепными решетками достигается механизация подачи топлива, перемещения его и удаления шлака.

С помощью секторного затвора 2 загрузочный бункер может быть перекрыт и доступ топлива на решетку прекращен.

Толщина слоя топлива на решетке устанавливается шибером 3. Он выполнен в виде металлической рамы, заполненной огнеупорным кирпичом. В нижней части шибера имеется труба с водяным охлаждением.

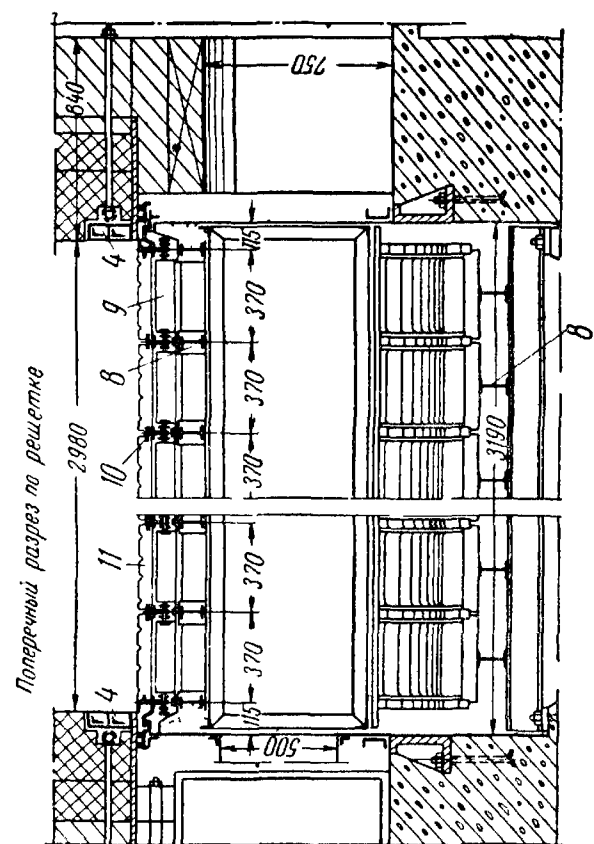


Рис. 6-7. Беспровальная цепная решетка.

1 — загрузочный бункер; 2 — секторный затвор; 3 — шибер для регулирования толщины слоя топлива; 4 — охлаждаемая водой боковая панель; 5 — шл косниматель; 6 — ведущая звездочка; 7 — ведомый шкив; 8 — рама решетки; 9 — чугунный ролик; 10 — держатель колосников; 11 — колосник; 12 — канал для подвода воздуха; 13 — шуровочное отверстие; 14 — лаз; 15 — шлаковый бункер; 16 — бункер для провала.

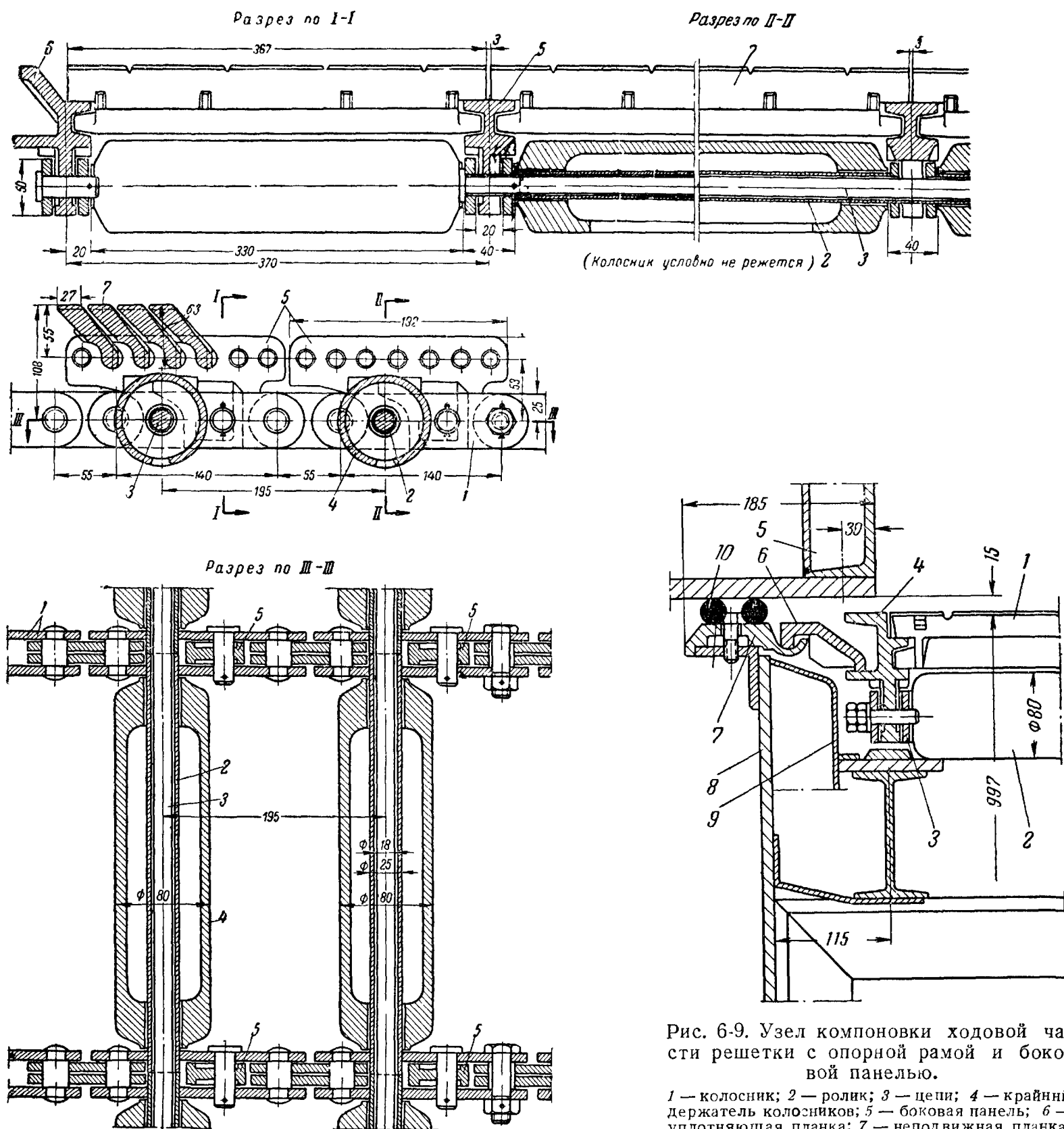


Рис. 6-8. Конструкция колосникового полотна цепной решетки БЦР-3.

1 — цепи; 2 — дистанционные трубки; 3 — стяжные болты; 4 — чугунные ролики; 5 — средние держатели колосников; 6 — крайние держатели колосников; 7 — колосники.

На боковых стенах топки на уровне слоя топлива делаются панели 4, охлаждаемые водой. Топочные панели служат для предотвращения разрушения обмуровки под влиянием высоких температур горящего топлива и химического воздействия шлака.

Рис. 6-9. Узел компоновки ходовой части решетки с опорной рамой и боковой панелью.

1 — колосник; 2 — ролик; 3 — цепи; 4 — крайний держатель колосников; 5 — боковая панель; 6 — уплотняющая планка; 7 — неподвижная планка; 8 — рама решетки; 9 — уплотняющий лист; 10 — шнуровой асбест.

Цепная решетка собирается из нескольких параллельных плоских цепей, связанных между собой стяжными болтами. Решетки бывают с количеством цепей от 4 до 12. Соответственно этому ширина решетки получается от 1,5 до 4,5 м.

Рабочая длина решетки, т. е. расстояние от регулирующего шибера 3 до шлакоснима 5, бывает от 5,5 до 8,0 м.

Таким образом, наибольшая площадь зеркала горения цепной решетки (произведение ширины решетки на рабочую длину ее) составляет 36 м².

Иногда цепные решетки выполняют спаренными. В этом случае ширина топki получается равной суммарной ширине двух решеток.

На рис. 6-8 показана конструкция колосникового полотна решетки. Стяжные болты проходят через дистанционные втулки с надетыми на них чугунными роликами, которые устанавливают определенное расстояние между параллельными цепями. Этими роликами цепи опираются на опорные поверхности рамной конструкции решетки: горизонтальные направляющие балки — для верхнего полотна решетки и наклонные балки — для нижнего.

В звеньях цепей закрепляются чугунные держатели, служащие опорами для колосников. Большое достоинство этой конструкции крепления колосников заключается в том, что она позволяет легко производить смену колосников.

Чугунные колосники перекрывают друг друга, образуя на поверхности решетки небольшие щели для прохода воздуха к слою топлива. Живое сечение колосникового полотна (т. е. отношение площади отверстий для проходов воздуха к общей площади колосникового полотна) равно 6%.

В верхней части колосников сделаны небольшие прорезы, которые служат для компенсации температурных расширений. Наивысшую температуру имеют верхние образующие колосников, поскольку они соприкасаются со слоем топлива. В средней и нижней частях колосников температуры ниже.

Форма колосников, показанных на рис. 6-8, является наиболее удачной. Этот колосник эффективно охлаждается проходящим снизу потоком воздуха. В нижней части его провалившееся топливо почти не задерживается и тем самым устраняется опасность разогрева колосника вследствие возможного загорания провала.

Условия работы колосников цепной решетки несравненно более легкие, чем в других конструкциях топок со слоевым сжиганием топлива. Это объясняется тем, что за тот промежуток времени пока колосники движутся вне топочной камеры они успевают охладиться.

Узел компоновки ходовой части решетки с опорной рамой и боковой панелью изображен на рис. 6-9.

Колосниковое полотно натянуто между двумя валами, закрепленными на рамной конструкции решетки: передний вал — ведущий, задний — ведомый (см. рис. 6-7). На ведущем валу насажены звездочки, которые зацепляют ролики колосникового полотна. На ведомом валу закреплены гладкие шкивы; ролики по ним свободно скользят.

Ведущий вал решетки через редуктор с шестеренчатой передачей и червячной парой подсоединяется к электромотору с переменным числом оборотов. Это позволяет регулировать скорость движения цепной решетки в пределах от 2 до 25 м/ч.

Провисающая часть колосникового полотна между шкивами ведомого вала и нижней опорной балкой рамы создает собственной силой тяжести усилие, достаточное для преодоления сопротивления при движении колосникового полотна по горизонтальной опорной балке.

В задней части цепной решетки устанавливают шлакоосниматель 5 (на рис. 6-7). Он предотвращает попадание шлака между колосниками при раскрытии их у заднего вала. Кроме того, шлакоосниматель несколько тормозит сползание шлака с колосникового полотна. Это приводит к повышению толщины слоя в конце решетки, что способствует более полному сгоранию топлива.

Иногда помимо шлакооснимателя в конце цепной решетки ставят шлаковыпускной подпор (рис. 6-10). В своем рабочем положении шлаковый подпор преграждает выход шлака с решетки. По сравнению со шлакооснимателем он дает большее утолщение слоя в конце решетки и, следовательно, увеличивает время пребывания топлива в топке. К достоинствам шлакового подпора следует отнести также то, что он предотвращает неорганизованный подсос воздуха через шлаковый бункер. Однако должной очистки колосниковой решетки от шлака он не обеспечивает. Поэтому наличие шлакового подпора не исключает установку шлакооснимателя.

Воздух, необходимый для горения топлива, подается под колосниковое полотно. Сопротивление слоя по длине решетки по мере выгорания топлива снижается. В конце ее в зависимости от зольности остается большее или меньшее количество шлака. Поэтому при отсутствии позонного дутья расход воздуха по длине решетки увеличивается.

Однако вследствие того, что на решетке имеют место различные зоны горения топли-

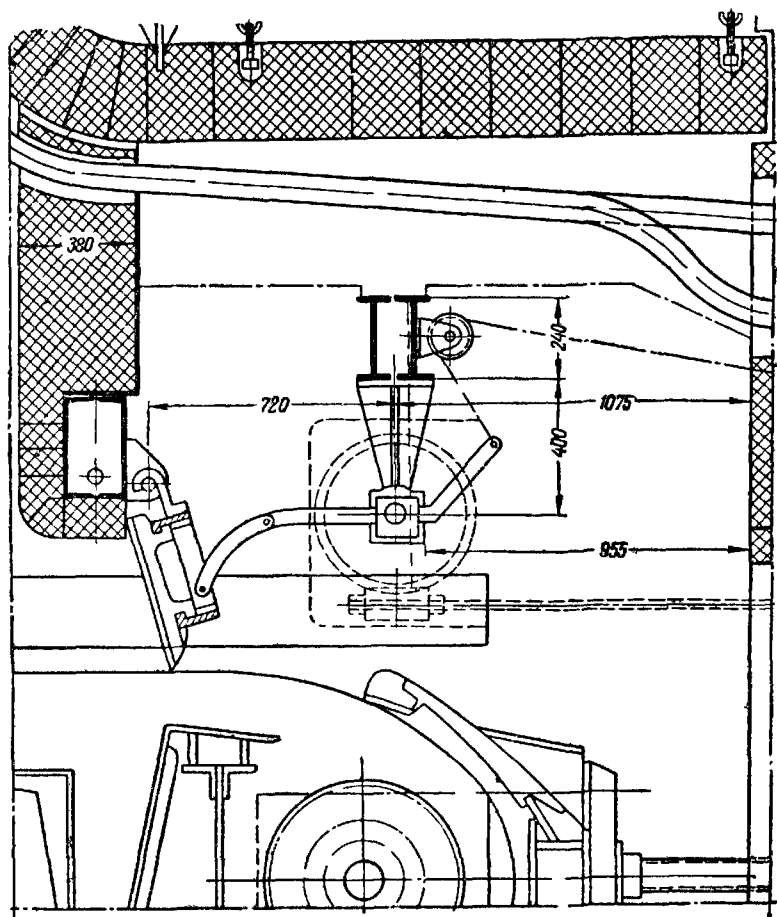


Рис. 6-10. Установка шлакоснимателя и шлакового подпора в топке с цепной решеткой.

ва, потребность воздуха по длине колосникового полотна неодинакова. Наименьшие количества воздуха требуются в тех участках, где происходят воспламенение топлива и выжиг шлака, т. е. в начале и конце решетки. Максимальный расход воздуха должен быть примерно в средней части решетки, где размещается активная зона горения топлива. Этим определяется целесообразность подачи воздуха с помощью независимых дутьевых зон.

В цепных решетках обычно делают четыре-пять дутьевых камер. Раздача воздуха должна быть равномерной как по ширине, так и по длине решетки в пределах каждой дутьевой зоны. Подвод воздуха к зонным камерам осуществляют односторонним или двусторонним. Иногда воздух подают сперва в межзонные камеры, откуда он уже через несколько соединительных коробов поступает в зоны. При выполнении этой несколько более сложной конструкции достигается наиболее равномерное распределение воздуха по ширине колосникового полотна.

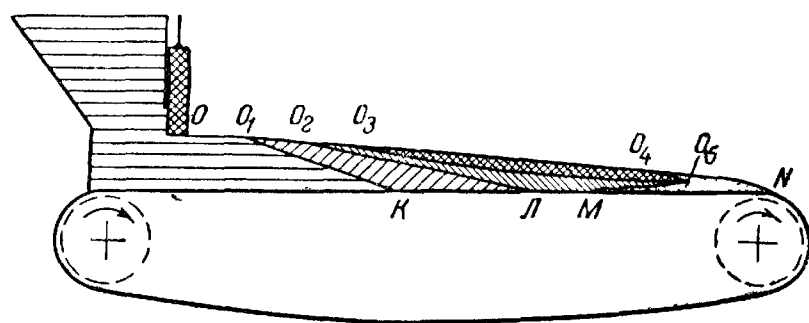
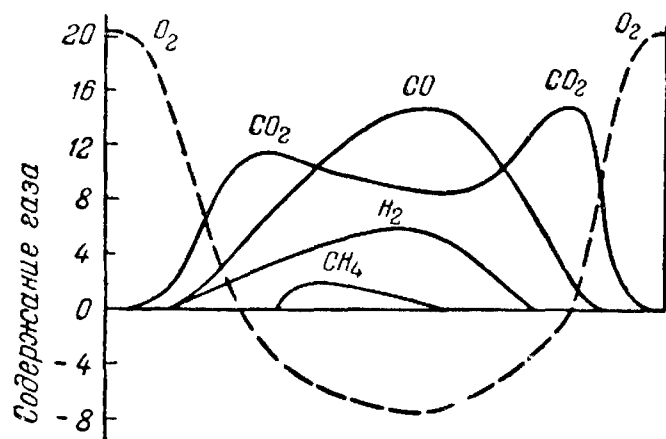
Вследствие перемещения топлива вместе с решеткой все стадии процесса горения его устанавливаются в определенных участках по длине колосникового полотна.

На рис. 6-11 представлена схема выгорания слоя топлива на цепной решетке и кривые изменения содержания продуктов сгорания и кислорода по ее длине.

Слой топлива на решетке может быть разделен на четыре характерные зоны: I — зона свежего топлива; II — зона выхода и горения летучих веществ; III — зона горения кокса: а — область окислительных реакций, б — область восстановительных реакций; IV — зона выжига шлака.

В зоне свежего топлива протекает процесс подогрева и подсушки топлива. Основным источником тепла в ней является излучение факела топочных газов. Некоторое количество тепла поступает также за счет теплопроводности от близко расположенных слоев горящего топлива.

Граница зоны свежего топлива O_1K является фронтом начала выхода летучих веществ.



- Зона свежего топлива
- Зона выхода и горения летучих веществ
- Зона горения кокса:
 - а) Область окислительных реакций
 - б) Область восстановительных реакций
- Зона выжига шлака

Рис. 6-11. Схема выгорания слоя топлива на цепной решетке.

I — зона свежего топлива; II — зона выхода и горения летучих веществ; III — зона горения кокса: а — область окислительных реакций; б — область восстановительных реакций, IV — зона выжига шлака.

Угол наклона линии O_1K зависит от скорости движения решетки и толщины слоя топлива. Чем больше толщина слоя и скорость перемещения решетки, тем дальше по длине решетки заканчивается процесс подогрева топлива (при данном сорте топлива и постоянном режиме подачи воздуха).

Практически можно считать, что линия O_1K является одновременно и фронтом воспламенения топлива. Следовательно, в зоне $O_1O_2ЛКО_1$ происходят реакции пирогенетического разложения топлива и окисление образующихся горючих соединений. Граница этой зоны $O_2Л$ является фронтом выхода чистого кокса.

Горение кокса происходит в зоне $O_2O_4O_5МЛО_2$. В слое кокса, лежащем в зоне $O_2O_3O_5МЛО_2$, имеют место окислительные реакции, в зоне $O_3O_4O_5O_3$ — восстановительные реакции. Зона $O_4НМО_5O_4$ является зоной выжигания шлака.

В зоне свежего топлива до точки O_1 концентрация кислорода в воздухе, проходящем через слой, остается постоянной и равной примерно 21% по объему. Ниже линии O_1K между кусками топлива движется воздух тоже с неизменяющимся количеством кислорода. В зоне $O_1O_2ЛКО$ концентрация кислорода снижается за счет окисления летучих веществ. Появляются продукты горения. Точке O_3 отвечают отсутствие свободного кислорода и максимальное содержание углекислого газа CO_2 в продуктах сгорания.

Во всем участке слоя топлива от точки O_3 до O_5 наблюдается острый недостаток кислорода, так как ниже линии $O_2Л$ он полностью расходуется на окисление летучих веществ еще достаточно толстого слоя топлива, а ниже линии O_3O_5 он тратится на горение кокса.

При прохождении потока продуктов сгорания не содержащих свободного кислорода, через слой раскаленного кокса в зоне $O_3O_4O_5O_3$ происходят преимущественно восстановительные реакции углерода с продуктами полного сгорания CO_2 и H_2O , которые приводят к снижению содержания CO_2 и возрастанию количества продуктов неполного окисления — окиси углерода CO и водорода H_2 . Лишь правее точки O_4 слой кокса уменьшается и количество кислорода становится достаточным для его окисления, а по мере снижения толщины слоя в потоке газов появляется даже избыточный кислород. Кривая содержания CO_2 снова растет, достигая второго максимума примерно в точке O_5 ,

а концентрация CO падает. В конце решетки, где слой кокса уже сравнительно очень тонок и на нем лежит слой выжженного шлака, в потоке газов имеется значительное количество свободного кислорода.

Итак, в начальном и конечном участках рабочей длины цепной решетки поток газов, подымающийся над слоем топлива, содержит избыток кислорода ($\alpha > 1$), а в средней части в топку поступает сравнительно большое количество продуктов неполного горения, главным образом окиси углерода CO и водорода H_2 , а свободный кислород отсутствует.

Таким образом, процесс горения на цепной решетке протекает со значительной газификацией топлива. Исследования показывают, что примерно 50 — 60% тепла, вносимого топливом, выделяется при горении его в слое, а остальное — содержится химически связанным в продуктах неполного сгорания, поднимающихся в топочную камеру.

Для достижения полного тепловыделения в топке необходимо осуществлять возможно более совершенное окисление продуктов неполного сгорания в топочном объеме. Это может быть достигнуто путем интенсивного перемешивания газов, поднимающихся с переднего и заднего участков решетки и содержащих избыточный кислород, с потоком газов средней части решетки, характеризующимся большим недостатком кислорода. Для интенсификации перемешивания газов делают сужение топочной камеры над решеткой и применяют острое дутье, т. е. вводят в поток топочных газов вторичный воздух с большой начальной скоростью (50 — 80 м/сек). Количество вторичного воздуха составляет обычно 5 — 10% от всего воздуха, необходимого для горения топлива.

Представленная на рис. 6-11 схема выгорания слоя на цепной решетке справедлива для различных топлив. Свойства топлива сказываются лишь на расстоянии фронта воспламенения топлива O_1K от регулирующегошибера и ширине зоны выхода летучих.

Для топлив со значительной влажностью фронт воспламенения топлива отодвигается достаточно далеко к концу решетки, так как передняя часть ее оказывается занятой подсушкой и подогревом топлива.

Линия воспламенения O_1K сдвигается в глубь топки также при сжигании топлив с малым выходом летучих и высокой температурой воспламенения их. Зона выхода летучих $O_1O_2ЛКО_1$ у таких топлив очень узкая. Особенно характерно это выражено при сжи-

гании донецких антрацитов, имеющих выход летучих порядка 4% на горючую массу.

На уменьшение зоны свежего топлива на поверхности слоя, т. е. сокращение расстояния OO_1 , большое влияние оказывает температура воздуха, подаваемого под колосниковое полотно, и конфигурация топочной камеры.

Однако, как уже выше указывалось, температуру дутьевого воздуха приходится ограничивать, чтобы не ухудшать и без того тяжелые температурные условия работы колосникового полотна. В табл. 6-1 приведены рекомендуемые значения температуры воздуха для различных топлив.

Таблица 6-1

Рекомендуемые значения температуры дутьевого воздуха в слоевых топках

Тип топки	Топливо	Температура дутьевого воздуха, °C
Топки с цепной решеткой	Бурые угли Каменные угли Антрацит	25—250 25—200 25—150
Шахтно-цепные топки	Торф кусковой	250
Топки с шурующей планкой	Бурые угли Каменные угли	25—200 25—150
Топки с наклонно-переталкивающей решеткой	Бурые угли Эстонские и гдовские сланцы	200 200

На рис. 6-12 изображена конфигурация топки с цепной решеткой для бурых и каменных углей. Поскольку основным источником тепла, обуславливающим прогрев топлива на цепной решетке, является лучистое тепло топочных газов, то своевременному, раннему зажиганию его способствует открытая передняя часть топочной камеры. Высоко поднятый передний свод благоприятно сказывается также на поддержании при переменных нагрузках топки высоких температур в зоне подготовки топлива. Передний и задний своды образуют сужение в топочной камере над решеткой и тем самым улучшают перемешивание продуктов неполного сгорания с излишним воздухом, поступившим в топку.

Для сжигания антрацита топки с цепными решетками выполняют с низко расположенным задним сводом (рис. 6-13). Это приводит к отжатию высокотемпературных топочных газов наиболее активных зон горения

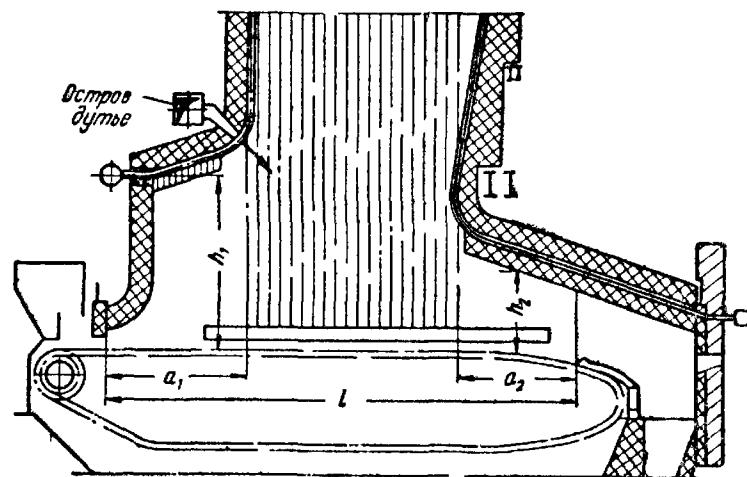


Рис. 6-12. Конфигурация топки с цепной решеткой для бурых и каменных углей.

Для бурых углей $h_1 = 1,5 \div 2,5$ м; $h_2 = 0,9 \div 1,5$ м; $a_1 = (0,35 \div 0,4) l$ м; $a_2 = (0,25 \div 0,35) l$ м.
Для каменных углей $h_1 = 2 \div 3$ м; $h_2 = 0,9 \div 1,5$ м; $a_1 = (0,25 \div 0,3) l$ м, $a_2 = (0,25 \div 0,3) l$ м.

в переднюю часть топки и, следовательно, увеличивает количество лучистого тепла, падающего на свежее топливо.

Для сжигания очень влажных топлив цепные решетки дополняют подсушивающими шахтами.

На рис. 6-14 изображена шахтно-цепная топка для сжигания кускового торфа системы проф. Макарьева.

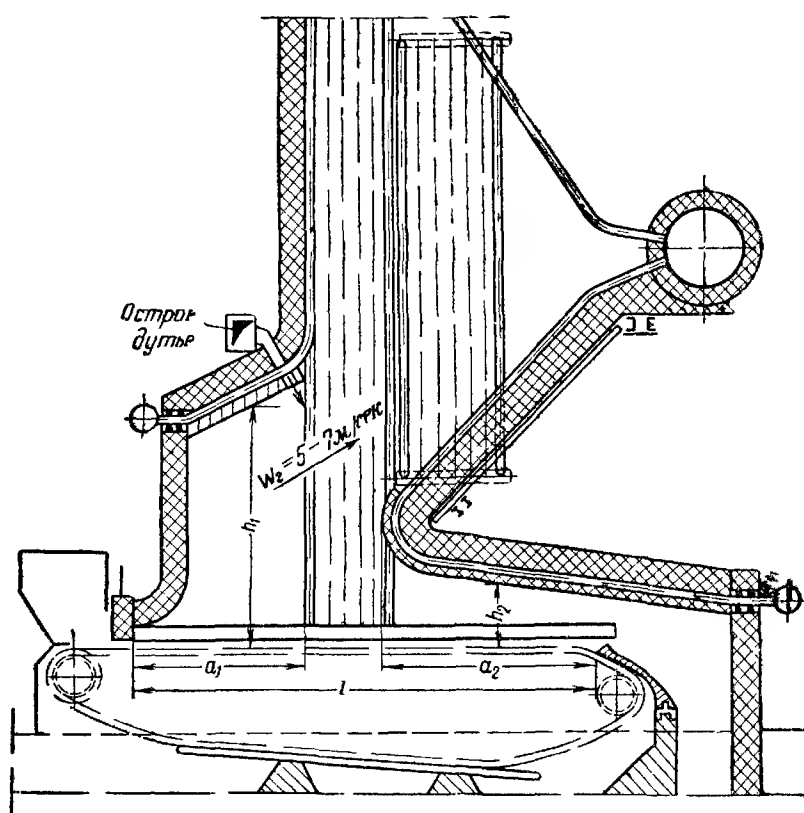


Рис. 6-13. Конфигурация топки с цепной решеткой для антрацита.

$h_1 = 1,5 \div 3$ м; $h_2 = 0,9 \div 1,0$ м; $a_1 = (0,15 \div 0,4) l$ м;
 $a_2 = (0,35 \div 0,6) l$ м.

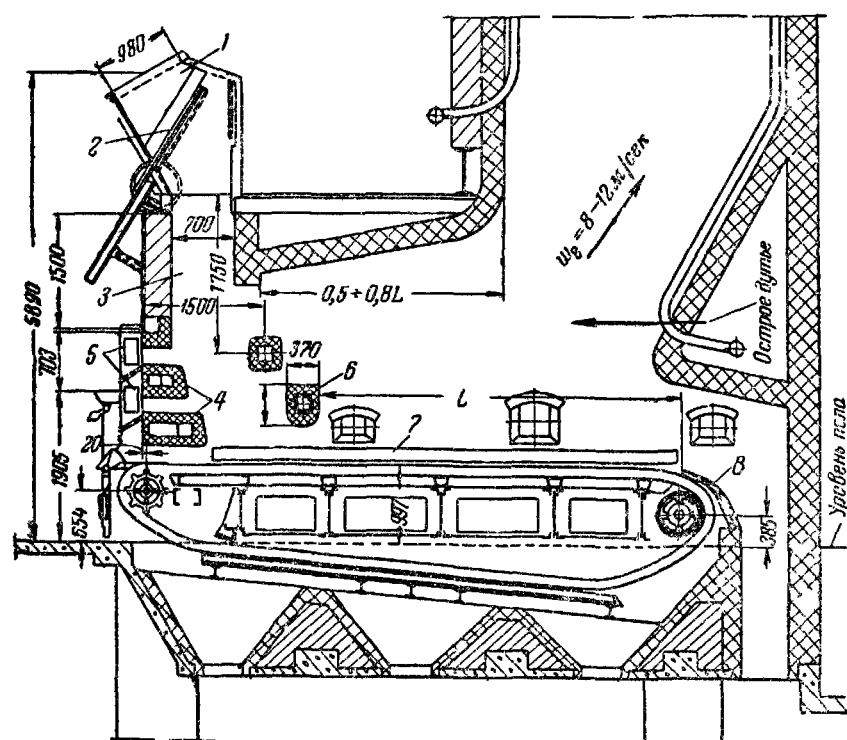


Рис. 6-14. Шахтно-цепная топка для торфа.

1 — загрузочный бункер; 2 — шибер для отключения бункера от шахты; 3 — подсушивающая шахта; 4 — охлаждаемые водой балки, на которых создаются очаги горения; 5 — подвод горячего воздуха к очагам горения; 6 — балка для регулирования толщины слоя торфа на решетке; 7 — боковая панель; 8 — шлакоснигатель.

Подсушка топлива в шахте этой топки происходит в основном за счет продуктов сгорания, образующихся в очагах горения, расположенных на балках предтопка. Для поддержания устойчивого горения торфа к этим очагам горения подают около 10—15%

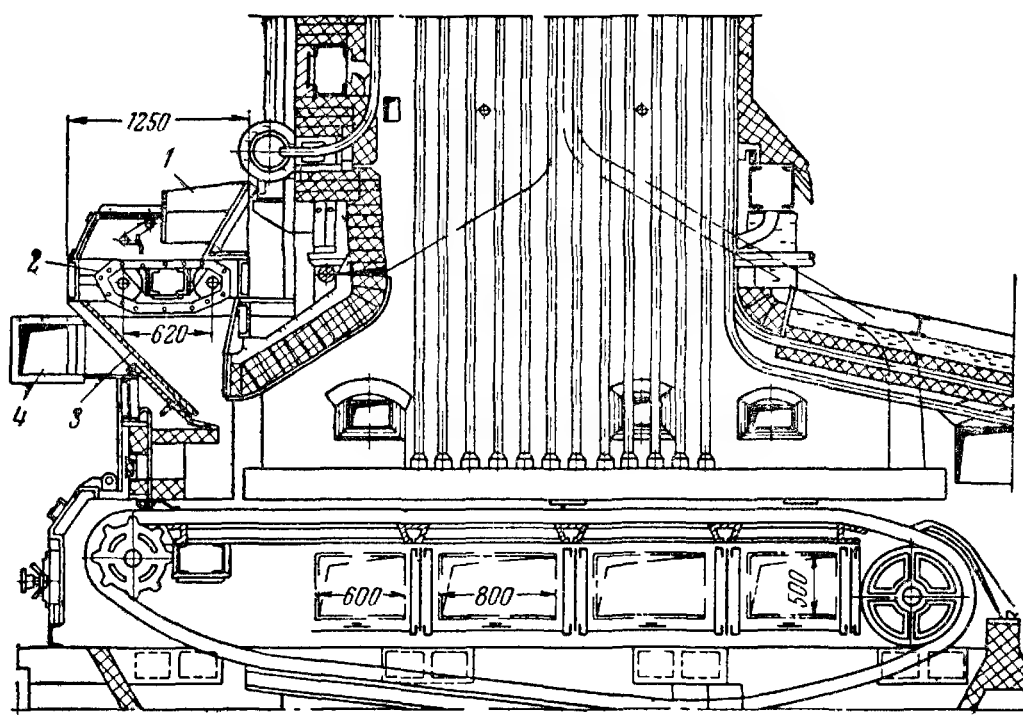


Рис. 6-15. Факельно-слоевая топка (ВТИ — Комега).

1 — загрузочный бункер; 2 — скребковый питатель; 3 — разгонная плита; 4 — короб подвода воздуха.

воздуха от всего подаваемого воздуха в топку. Продукты сгорания, проходя через поступающий на решетку слой торфа, подсушивают его. Топку выполняют с высоко поднятым передним сводом и небольшим задним сводом. Толщина слоя торфа на решетке регулируется положением нижней передвижной балки.

Основной недостаток топок с цепными решетками с загрузкой топлива под влиянием собственного веса состоит в том, что они требуют сортированного топлива, т. е. топлива, однородного по размеру кусков. Содержание крупных кусков в несортированном топливе вызывает кратерное (очаговое) горение на решетке. При большом количестве мелочи в топливе снижается экономичность работы топки вследствие повышенных потерь тепла с механической неполнотой сгорания топлива главным образом за счет уноса недогоревших частиц в газоходы.

Стремление повысить экономичность работы топок с цепными решетками привело к созданию ряда конструкций, в которых топливо забрасывается на решетку сверху. В этом случае процесс подготовки топлива до воспламенения происходит так же, как в топках с неподвижными колосниковыми решетками, за счет двух источников тепла, и поэтому он протекает более интенсивно, чем в обычных конструкциях топок с цепными решетками и загрузкой топлива под влиянием силы тяжести. Кроме того, при забросе топлива на решетку сверху происходят отвеивание мелких кусочков, прогрев их и даже частичная возгонка летучих веществ и сгорание в потоке топочных газов. Более крупные частички, не успевшие сгореть на лету, падают на горящий слой топлива, лежащий на решетке. Эти топки называют факельно-слоевыми.

На рис. 6-15 представлена факельно-слоевая топка системы ВТИ — Комега. Топливо, подаваемое из загрузочного бункера скребковым питателем, падает на разгонную плиту, где частицы его приобретают начальную скорость, обеспечивающую выпадение крупных кусочков на переднюю часть решетки. В узкую горизонтальную щель под разгонной плитой подается под небольшим давлением (в среднем около 20 мм вод. ст.) воздух, ко-

торый подхватывает мелкие частички топлива и относит их на более удаленную часть решетки. В этих топках было достигнуто экономичное сжигание бурых углей с содержанием мелочи до 30%.

Регулирование производительности топок с цепными решетками производится изменением количества топлива и воздуха. Расход топлива регулируется скоростью движения решетки и толщиной слоя. Увеличение количества подаваемого на решетку топлива и вдуваемого в слой воздуха приводит к возрастанию производительности топки.

Топки с цепными решетками и зонным дутьем хорошо регулируются и дают возможность быстрой форсировки и сброса нагрузки, что достигается в основном за счет изменения количества вводимого воздуха.

Топки с цепными решетками имеют отно-

сительно большое распространение. Это объясняется тем, что в отличие от других типов слоевых топок они пригодны для сжигания широкой гаммы топлив от умеренно влажных и зольных, например торфа, до таких мало-реакционных, каким является антрацит. Кроме того, топки с цепными решетками могут обеспечить паропроизводительность котельных агрегатов до 100 — 150 т/ч.

Однако наличие существенных преимуществ, которыми обладают камерные топки по сравнению со слоевыми (более высокая экономичность сжигания топлива, возможность сжигания любого топлива, отсутствие ограничения по производительности и др.), привело к тому, что топочная техника пошла по пути широкого развития камерных топок.

Основным видом топочных устройств крупной энергетики являются камерные топки.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ПОДГОТОВКА ТОПЛИВА К СЖИГАНИЮ В КАМЕРНЫХ ТОПКАХ

7-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Подготовка к сжиганию газообразного топлива

В энергетических котельных агрегатах сжигаются естественные и искусственные горючие газы. Горючие газы токсичны и взрывоопасны. Поэтому при конструировании и эксплуатации оборудования, использующего газ, принимают соответствующие меры безопасности.

Подготовка газообразного топлива к сжиганию заключается в его подводе к топке и дросселировании до рабочего давления.

Газ к электрической станции подводится по трубопроводу обычно с давлением до 6 ата. Давление подаваемого газа не является постоянным. Оно изменяется в зависимости от величины потребления. Для облегчения регулирования расхода газа, подаваемого к отдельным котлам, устанавливают регуляторы, поддерживающие постоянное давление газа в магистрали котельной.

Схема газоснабжения котельных агрегатов приведена на рис. 7-1. От распределительного трубопровода газовой сети газ подводится к газовой магистрали котельной. У места присоединения к распределительному трубопроводу на стационарных газопроводах установлены запорные задвижки с электроприводом и регуляторы давления. За ними

установлены предохранительные клапаны, которые открываются при чрезмерном повышении давления.

Для контроля за давлением и температурой газа в различных местах стационарной газовой сети установлены соответственно манометры и термометры. На подводящих линиях установлены измерительные устройства для контроля за расходом газа и отводы для отбора проб газа на автоматический калориметр.

Газовая магистраль котельной секционирована разделительной задвижкой для удобства проведения ремонтных работ. Обе половины газопровода имеют уклон, что позволяет собрать в нижней точке сконденсировавшуюся влагу и периодически удалять ее путем продувки.

От главной магистрали котельной газ отводится к котлам. На газопроводе к котлу последовательно установлены запорная задвижка с электроприводом, заслонка регулятора нагрузки котла и измерительное устройство. Далее газопровод разветвляется в виде полукольца, от которого газ через две запорные задвижки подводится к горелкам. На тупиковых участках полукольца установлены свечи и отводы с задвижками для продувки газопровода. При необходимости освобождения части газопровода от газа ее отключают заглушками и тщательно продувают в атмо-

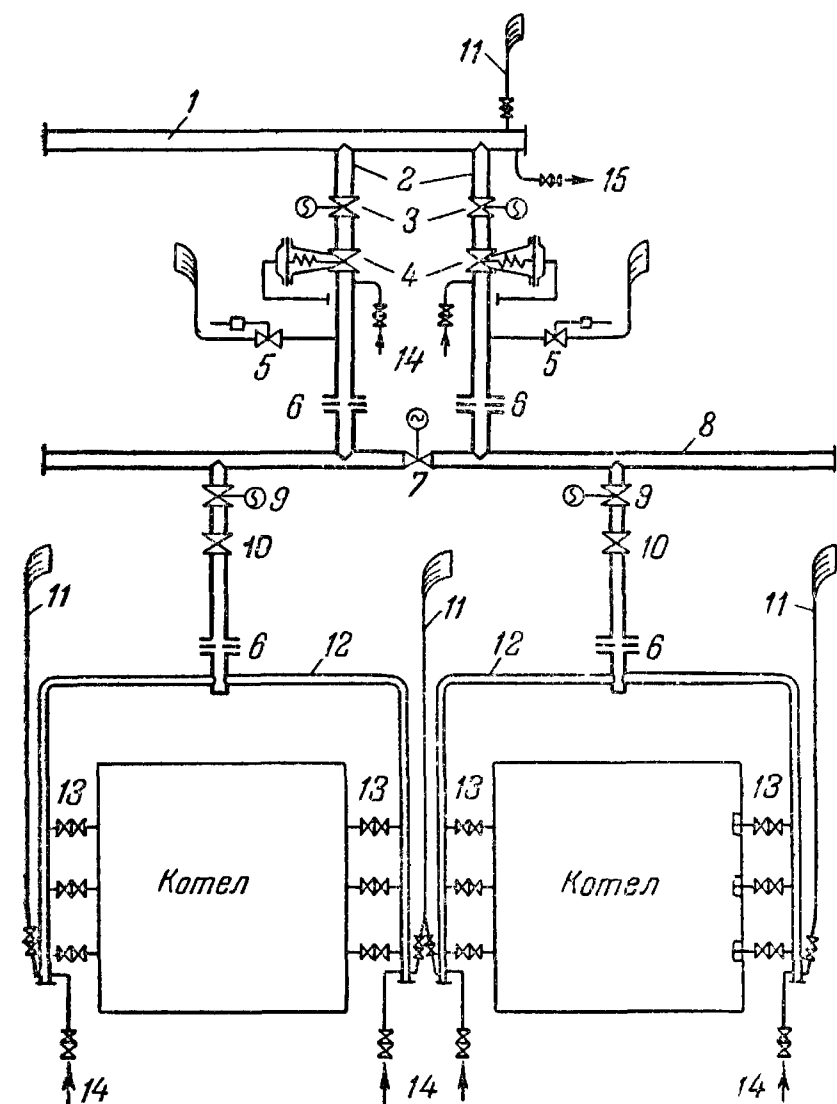


Рис. 7-1. Схема газоснабжения электростанции (Мосэнергопроект).

1 — распределительный трубопровод газовой сети; 2 — газопроводы к котельной; 3 — задвижка с электроприводом; 4 — регулятор давления; 5 — предохранительный клапан; 6 — измерительная шкала; 7 — разделительная задвижка; 8 — газовая магистраль котельной; 9 — отключающая задвижка с электроприводом; 10 — регулирующая заслонка; 11 — свеча; 12 — газопровод к котлу; 13 — задвижки к горелкам; 14 — линии продувки с арматурой; 15 — дренаж.

котельной, в отдельном помещении, называемом газорегуляторной станцией (рис. 7-2). В этом случае в котельной устраняется шум, который вызывается при значительном дросселировании газа.

Газопроводы на территории станции прокладываются как под землей, так и на поверхности. Подземные газопроводы должны быть удалены от жилых и производственных помещений, а также каналов теплотрассы, кабельных и др. с целью исключения попадания газа в подвалы и туннели при нарушении плотности газопровода. При установке газопроводов на поверхности эти ограничения снимаются и стоимость газопроводов уменьшается.

Выше приведенные схемы применяются при сжигании естественного газа.

В искусственных газах может содержаться заметное количество твердых примесей и влаги. Очистка от примесей в этом случае производится при помощи фильтров, устанавливаемых на входе в котельную. Для удаления влаги из подземного газопровода установлены специальные водосборники, из которых через дренажную трубку вода по мере накопления удаляется (дренируется).

Для сжигания одного объема искусственного низкокалорийного газа требуется 1,2—1,5 объема воздуха. Поэтому при сжигании неподогретого газа теоретическая температура горения получается сравнительно низкой. Это ухудшает работу топки и делает трудным обеспечение высокой экономичности процессов горения.

Предварительный подогрев искусственного газа заметно повышает теоретическую температуру горения. При подогреве газа на 100°C теоретическая температура горения увеличивается примерно на $50\text{--}60^{\circ}\text{C}$. Вследствие большого объемного расхода газа становится возможным его подогрев за счет более глубокого охлаждения уходящих газов. В этом случае газовый подогреватель располагается по ходу дымовых газов за воздушным подогревателем. Подогрев газа за счет охлаждения дымовых газов позволяет увеличить к. п. д. котла. Однако до настоящего времени газоподогреватели применяются редко, так как они осложняют эксплуатацию вследствие возможности взрыва в случае образования газовой смеси в подогревателе при появлении неплотностей в последнем.

Кроме того, искусственные газы обычно сжигают в смеси с твердым топливом в переменных пропорциях, что сильно усложняет

сферу воздухом, паром, реже нейтральным газом — азотом и др.

В некоторых установках узел регулирования давления газа размещается вне здания

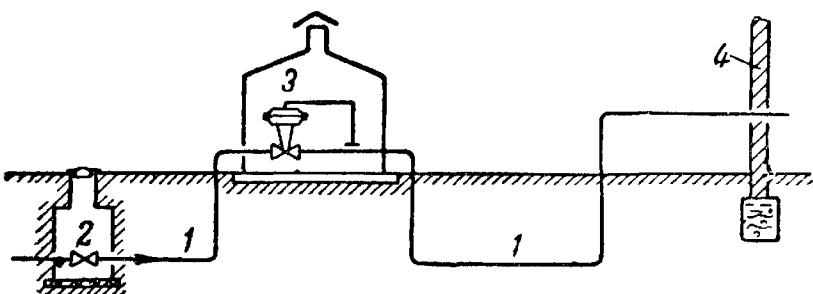


Рис. 7-2. Схема газорегуляторной станции.

1 — газопровод; 2 — задвижка, разделяющая магистральный газопровод со станционным; 3 — регулятор давления; 4 — стена котельной.

конструкцию и эксплуатацию газоподогревателей

Предварительный подогрев газа имеет техническую целесообразность лишь при сжигании искусственных газов, которые сильно забалластированы и имеют низкую теплоту сгорания.

Подготовка к сжиганию жидкого топлива

Подготовка жидкого топлива заключается в его подогреве, механической очистке и распыливании.

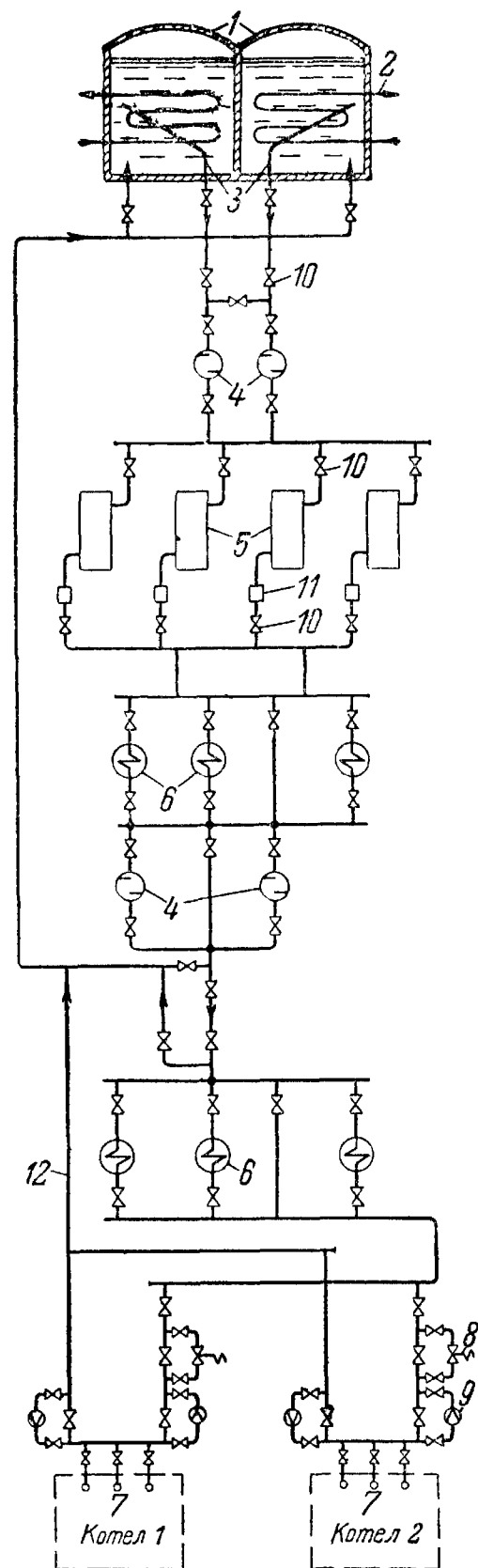
На рис 7-3 показана схема мазутного хозяйства станции. Мазут из цистерн сливается в баки-хранилища, обычно расположенные под землей. В баках-хранилищах находятся змеевиковые паровые подогреватели, при помощи которых поддерживается определенная температура мазута (около 70°C) для снижения его вязкости. В этих баках также происходит отделение воды, которая скапливается в нижней части баков и удаляется дренажным насосом. Из бака мазут поступает по трубопроводу через фильтры в мазутные насосы. На напорном трубопроводе установлен паровой подогреватель, а за ним фильтр для вторичной очистки мазута. Пройдя фильтр, мазут снова подогревается и поступает в магистраль котельной и далее направляется к форсункам, служащим для его распыливания. Фильтры служат для очистки мазута от твердых примесей. Твердые примеси, если их не удалить, могут забить отверстия форсунок и тем самым нарушить их работу. На всасе насосов устанавливают грубые фильтры с малым сопротивлением. На напорной линии устанавливают тонкие фильтры с большим сопротивлением.

Для предотвращения застывания мазута все мазутопроводы тщательно изолируются. Паровые линии укладываются рядом с мазутными с целью обогрева последних. Крайние участки мазутных линий соединяют обратной линией с баками; это исключает застой мазута и, следовательно, его остывание.

Подогрев мазута проводится для облегчения фильтрации, транспортировки мазута, а также для лучшего его распыливания. Мазуты, сжигаемые в котлах, большей частью очень вязки и застывают при сравнительно высокой температуре ($20\text{--}40^{\circ}\text{C}$). Обычно мазут подогревается до $70\text{--}90^{\circ}\text{C}$ в зависимости от его сорта. Сильно парафинистые мазуты особенно вязки, поэтому они подогреваются до более высокой температуры (иногда до $105\text{--}130^{\circ}\text{C}$).

Рис 7-3 Схема мазутопроводов станции.

1 — мазутные баки, 2 — змеевик для подогрева мазута, 3 — мазутные магистрали, 4 — фильтры, 5 — насосы, 6 — подогреватели мазута, 7 — мазутные форсунки, 8 — регулятор расхода мазута, 9 — расходомер, 10 — задвижки, 11 — обратный клапан, 12 — обратная линия



Подогрев мазута осуществляется в поверхностных теплообменниках змеевикового типа паром низкого давления ($6\text{--}12\text{ ат}$).

При применении поршневых мазутных насосов на напорной линии устанавливают предохранительные клапаны. При повышении давления выше предела, определяемого прочностью трубопровода, клапан открывается и сбрасывает мазут во всасывающую линию. Кроме того, на напорной стороне поршневых

насосов устанавливают воздушный колпак для сглаживания колебаний в расходе.

Распыливание мазута производится в форсунках, устанавливаемых непосредственно на входе в топочную камеру, так что мазутная форсунка является частью горелочного устройства.

Подготовка к сжиганию твердого топлива

Твердое топливо поступает на электростанцию в виде кусков различных размеров (от долей миллиметра до 100—200 мм и выше). В небольшом количестве в нем содержатся щепы и металлический лом. В процессе подготовки топливо превращается в сухой порошок (угольную пыль) с линейными размерами от долей микрона до долей миллиметра.

Процесс подготовки твердого топлива определяется целым рядом его свойств (влажностью, крупностью кусков угля и др.).

В большинстве своем сырое топливо обладает хорошей сыпучестью (угол естественного откоса менее 40—50°). Каналы (течки) для подачи угля, выполненные под углом, превышающим угол естественного откоса, обеспечивают хорошую транспортировку угля. Лишь некоторые сорта очень влажных топлив теряют свойство сыпучести. Угол естественного откоса при этом резко возрастает вплоть до 90°, и топливо застревает в бункерах и течках. Наряду с этим некоторые сорта переувлажненного топлива приобретают свойство замазывания, выражающееся в налипании тестообразной массы топлива на ограждающие стенки и рабочие органы топливоприготовительных механизмов. Это снижает производительность и экономичность подготовки топлива.

В табл. 7-1 представлены значения предельной влажности топлива, при которых

проявляется свойство замазывания и потери сыпучести некоторых сортов угля.

Таблица 7-1

Предельная влажность топлива, обуславливающая появление замазывания и потерю сыпучести W^p

Появление замазывания

Подмосковный уголь	36—37%
Челябинский уголь	27—30%
Богословский и волчанский угли	25—28%
Кизеловский промпродукт	7—8%
Райчихинский уголь	40—42%

Потеря сыпучести

Подмосковный уголь	34—35%
Кузнецкий тощий уголь	12%
Отходы мокрого обогащения до- нецких углей	10—12%
Донецкий тощий уголь	8—9%
Антрацит	8—9%
Карагандинский уголь	14—15%

Явления замазывания и потери сыпучести устраняются при уменьшении влажности топлив на 4—6%.

Некоторые сорта топлива обладают способностью примерзать в зимних условиях к стенкам топливоподающих устройств и терять свою сыпучесть. При этом затрудняется транспортировка топлива, что приводит к снижению производительности топливоподачи, а иногда и к полному нарушению ее работы.

В топливе смерзается не вся влага, а только та часть, которая не связана с органической и минеральной массой топлива. Так, для каменных углей смерзаемость имеет место при $W^p > 4—5\%$, для АШ при $W^p > 7—7,5\%$, для бурого челябинского угля при $W^p > 15 \div 16\%$, для карагандинского и подмосковного бурых углей при $W^p > 22—26\%$. Для мелких кусков угля смерзаемость наступает при меньшей влажности. Основным способом по борьбе со смерзаемостью является отопление помещений, где происходят разгрузка и транспортировка топлива.

Ситовой анализ твердого топлива. Выбор оборудования топливоподготовительных устройств и его эксплуатация зависят от фракционного состава, т. е. распределения кусков угля по размерам. Определение количества кусков угля, имеющих размер выше определенного, проводится по остаткам на ситах. Отобранная проба топлива просеивается через набор сит. Сито состоит из ячеек квадратной формы с линейным

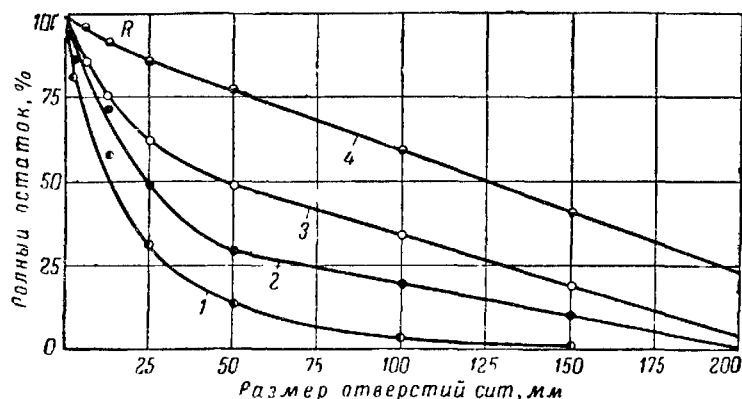


Рис. 7-4. Зерновая характеристика сырого угля.

1 — коркинский, 2 — волчанский; 3 — подмосковный с большим количеством мелочи; 4 — подмосковный с равномерным фракционным составом.

размером в 150, 100, 50, 25, 13, 6, 3 и 0,5 мм. Величина остатка на сите данного размера x обозначается R_x и выражается в процентах. Кривая, выражающая зависимость остатка на сите от размера ячейки, определяет зерновую характеристику угля. В качестве примера на рис. 7-4 даны зерновые характеристики некоторых сортов бурых углей. В случае преобладания мелочи в сыром угле кривая получается вогнутой, при равномерном распределении кусков угля по размерам кривая переходит в прямую. Максимальным размером куска считается такой, при котором остаток на сите этого размера составляет 1%. Зерновая характеристика угля зависит от сорта топлива и условий его добычи.

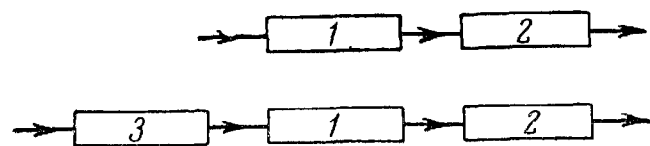


Рис. 7-5. Схема подготовки твердого топлива.

1 — дробильная установка, 2 — система приготовления пыли; 3 — предварительная сушка топлива.

Подготовка твердого топлива обычно осуществляется в две стадии: удаление металла и щепы с предварительным грубым дроблением в дробильной установке; тонкий размол и подсушка в системе приготовления пыли. Для некоторых сортов влажных топлив, склонных к налипанию на поверхности размалывающих устройств, применяют предварительную сушку топлива до подачи его в дробильную установку (рис. 7-5). Предварительная подсушка топлива осуществляется либо в паровых сушилках (за счет тепла греющего пара), либо в газовых сушилках (за счет тепла полученного при сжигании части подсушиваемого топлива).

Ниже рассматриваются процессы и устройства подготовки твердого топлива.

7-2. ДРОБЛЕНИЕ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

В дробильную установку (рис. 7-6) топливо подается ленточным транспортером.

Извлечение металла из слоя угля, движущегося по ленте, производится при помощи электромагнитов, установленных в конце транспортера. Освобожденное от металла топливо поступает на грохот, где происходит

отсев мелких фракций. Это позволяет освободить дробилку от мелких кусков топлива, тем самым повысить ее производительность и снизить расход электроэнергии на дробление.

Оставшиеся крупные куски угля ссыпаются в дробилку. Отсеянное и размолотое топливо направляется по транспортерам в систему приготовления пыли, предварительно пройдя через щепоуловитель. Если щепу не удалять, то она при попадании в систему приготовления пыли может забить механизмы и каналы.

Установка магнитных сепараторов схематично показана на рис. 7-7. Над лентой транспортера подвешен электромагнит, который в основном удаляет металл с поверхности слоя топлива. Металл, находящийся в глубине слоя, отделяется шкивным электромагнитом.

При небольшой толщине слоя (до 150 мм) используют только шкивные магнитные сепараторы, которые изготавливаются диаметром от 0,4—1,2 м и длиной от 0,4—1,3 м. При этом окружные скорости шкива находятся в пределах 0,85—2 м/сек. Производительность магнитного сепаратора по углю составляет 35—600 т/ч в зависимости от ширины ленты. Магнитные сепараторы питаются постоянным током напряжением 110—120 в. Расход электроэнергии на удаление металла невелик и составляет 0,01—0,02 кВт·ч/т топлива.

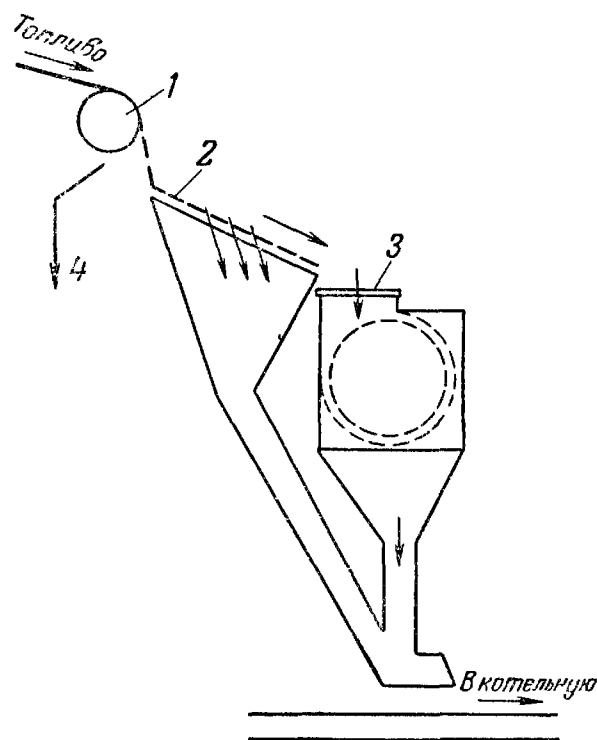


Рис. 7-6. Схема одноступенчатой дробильной установки.

1 — магнитный шкивный сепаратор; 2 — грохот; 3 — дробилка; 4 — отвод стальных частей.

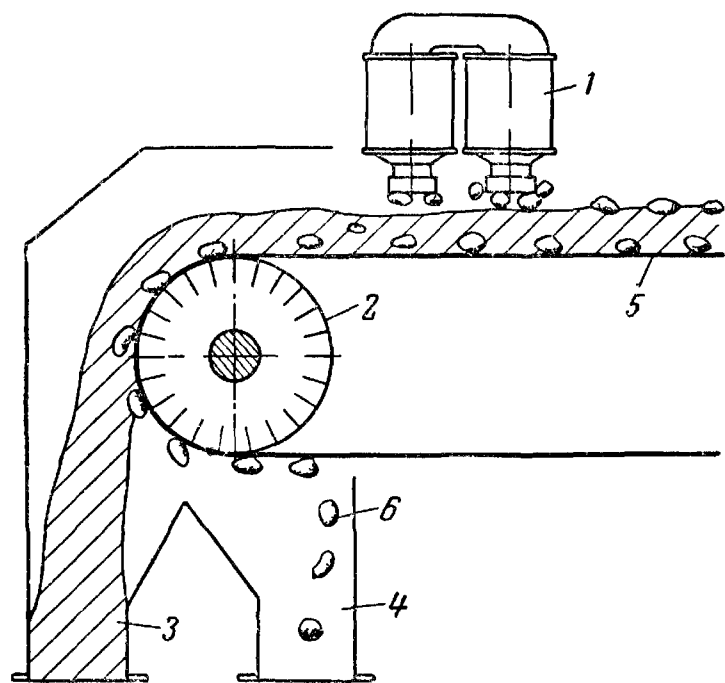


Рис. 7-7. Схема установки магнитных сепараторов.

1 — подвесной сепаратор; 2 — шкивный сепаратор; 3 — течка топлива; 4 — течка металла; 5 — лента транспортера; 6 — металл.

Уловленный металл со шнекового магнитного сепаратора падает в бункер. С подвесного сепаратора металл удаляется вручную.

Грохоты разделяются на неподвижные и подвижные. Наиболее простым является неподвижный грохот, который состоит из колосников длиной около 2 м, наклоненных к горизонту под углом 40° . Топливо с ленты падает на грохот с высоты около 1,5 м. Мелкие куски угля при движении по грохоту проваливаются через каналы, которые расширяются веерообразно книзу. Такая конструкция каналов, а также способность падающих крупных кусков угля выбивать застрявшую мелочь предотвращают забивание грохота. Неподвижные веерообразные грохоты выпускаются производительностью до 140 т/ч по подмосковному углю при пропуске мелочи до 75—90% от общего содержания ее в этом угле.

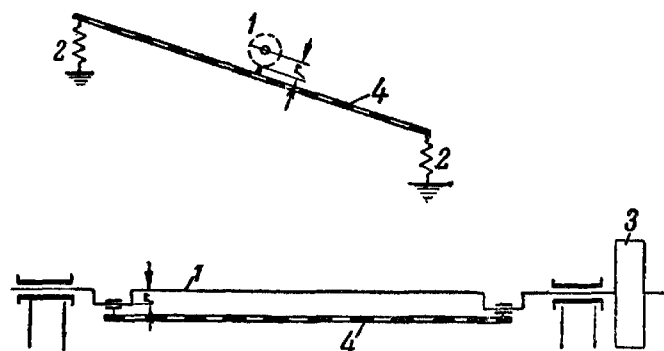


Рис. 7-8. Жирационный грохот.

1 — колесчатый вал; 2 — пружины; 3 — шкив; 4 — сито

Качающийся грохот состоит из решетки (сита), приводимой специальным механизмом в колебательное движение. Размер отверстий в решетке определяет максимальный размер кусков угля, которые могут проходить через грохот. Наиболее употребителен жирационный грохот (рис. 7-8). Основным элементом его является сито, концы которого поддерживаются пружинами. Посредине сита проходит коленчатый вал. При вращении вала от электромотора все полотно сита совершает круговое движение при радиусе вращения 1,5—3 мм. Этим достигается встряхивание топлива на всей ширине сита. Число оборотов вала грохота достигает 600—1800 об/мин.

Жирационные грохоты изготавливаются с габаритами сита от 800×1600 до 1250×2500 мм, при этом максимальная объемная производительность по углю находится в пределах 70—300 м³/ч.

Удельная объемная производительность грохота зависит от размера отверстий. Так, например, для отверстий сита в 5, 10 и 25 мм она соответственно равна 11, 19 и 31 м³/ч · м².

На производительность грохота оказывает влияние степень улавливания мелких фракций и влажность топлив, содержание мелочи и крупных кусков угля. Эти зависимости устанавливаются чисто эмпирически.

Щепоуловитель (рис. 7-9) представляет собой вращающийся ротор с гребенками. Гребенки при вращении ротора прочесывают поток угля, падающий с транспортера в бункера системы приготовления пыли. Уголь проваливается через гребенки, а щепы отбрасываются в специальный бункер. Щепоуловитель удаляет до 90% щепы, что в среднем составляет 0,85—1 м³ на 1 тыс. т топлива (при шахтной добыче).

Дробилки служат для измельчения топлива до определенного фракционного состава. Показателем дробления служит кратность дробления, которая подсчитывается как отношение максимальных размеров кусков угля до и после дробления:

$$e = \frac{l_{\text{макс до дробл}}}{l_{\text{макс после дробл}}} \quad (7-1)$$

Кратность дробления зависит от конструкции дробилок.

Фракционный состав дробленого угля влияет на работу пылеприготовительной установки. С увеличением крупности дробления

снижается производительность мельниц, увеличивается расход электроэнергии на помол и повышается износ мелющих деталей.

На основе опыта работы пылеприготовительных устройств рекомендуется следующая крупность дробления: остаток на ситах $5 \times 5 \text{ мм}$ $R_5=20\%$ и $10 \times 10 \text{ мм}$ $R_{10}=5\%$ при максимальном размере куска, не превышающем 15 мм . В том случае, когда не происходит замазывание дробилок, применяется и более тонкое дробление. Напротив, для топлив, склонных к замазыванию дробилок, допускают более грубое дробление: $R_5=30-35\%$ и $R_{10}=11-14\%$ при максимальном размере куска не выше 25 мм .

В энергетике для дробления топлива применяются главным образом валковые и молотковые дробилки. Валковые дробилки выпускаются двух типов: шиповые и с гладкими валками; наиболее употребительны шиповые дробилки.

Шиповая валковая дробилка состоит из двух барабанов, вращающихся навстречу друг другу (рис. 7-10). На барабаны насажены шипы-зубья, которые улучшают захват крупных кусков.

Один из валков вращается в неподвижных, а другой — в подвижных подшипниках, скользящих по раме. Подвижные подшипники прижимаются пружиной к установочным прокладкам. При попадании металла или других кусков из твердого материала подвижный валок отходит от своего начального положения. При сбросе металла под действием пружины он возвращается в первоначальное положение. Для предотвращения заваливания дробилки крупными кусками диаметр валков должен превышать в 3—4 раза размер наибольших кусков угля.

Дробление в валковых дробилках происходит за счет раздавливания и частично раскалывания. Максимальный размер дробленого угля равен зазору между валками. Набором установочных прокладок можно изменять расстояние между валками и тем самым регулировать крупность получаемого топлива.

Валковые дробилки приводятся во вращение с помощью ременной передачи. Окружная скорость валковых дробилок составляет $2-6 \text{ м/сек}$.

Валковые дробилки работают со сравнительно малой кратностью дробления $e=4-5$ и выдают достаточно крупные куски угля с размерами до $30-40 \text{ мм}$. Это ограничивает область их применения. Расход электроэнергии на дробление составляет $0,15-$

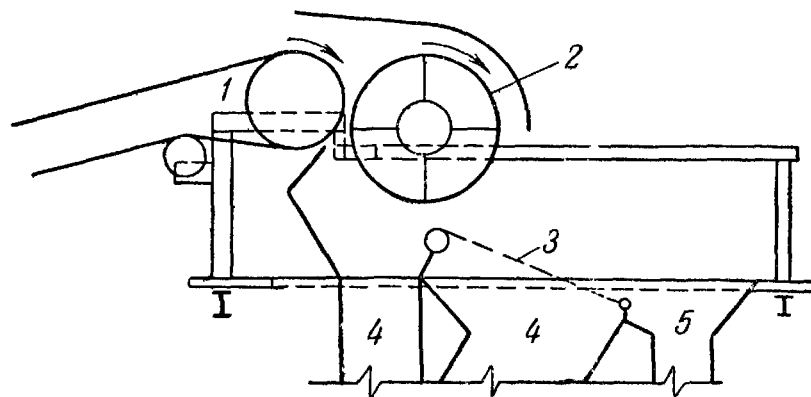


Рис. 7-9. Щепоуловитель.

1 — барабан транспортера; 2 — гребенчатый ротор; 3 — грохот; 4 — точка для угля; 5 — точка для щепы.

$0,4 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}$ в зависимости от кратности дробления и сорта угля. Валковые дробилки выпускаются производительностью от 40 до 300 т/ч.

Молотковая дробилка состоит из корпуса, ротора, подшипников и приводной муфты или маховика (рис. 7-11). На вал ротора насажены диски, к которым шарнирно укреплены молотки-била. В верхней части корпус облицован отбойными плитами, в нижней — металлическими плитами с отверстиями (решетками).

Уголь, поступивший в дробилку через верхнее отверстие, дробится билами и отбрасывается на отбойную плиту, ударяясь о которую он дополнительно измельчается. Окончательно измельчение угля происходит на решетке, размеры которой определяют крупность дробления. Расстояние от решетки до бил составляет около $5-10 \text{ мм}$. Чем меньше этот зазор, тем тоньше дробление. Максимальный

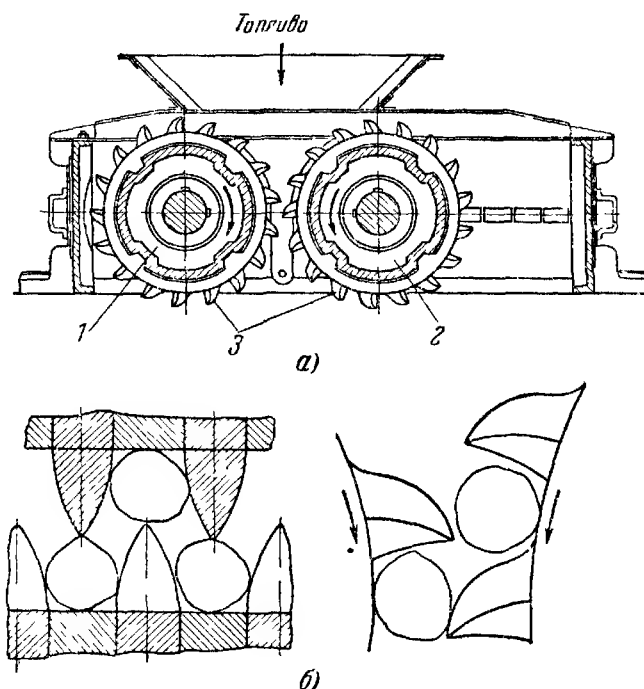


Рис. 7-10. Валковая дробилка.

а — общий вид; б — детали валков; 1 и 2 — валки; 3 — шипы.

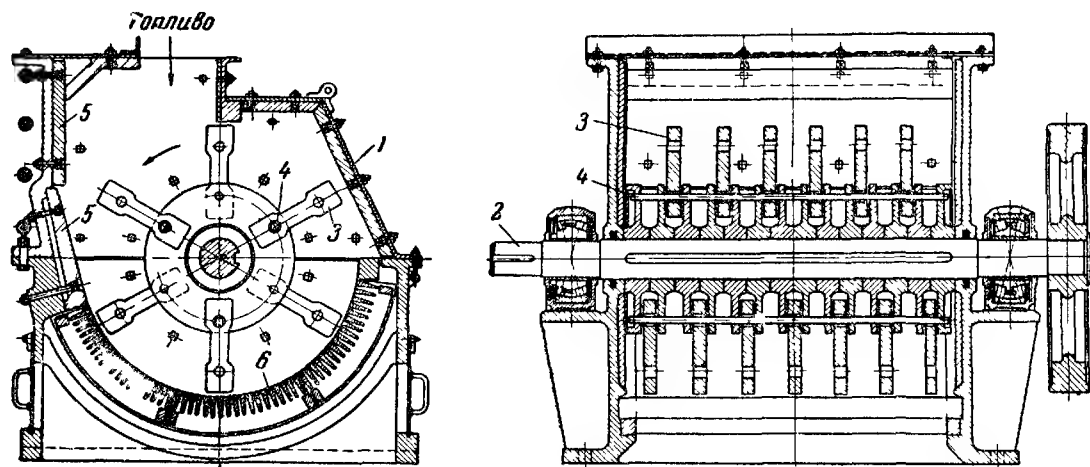


Рис. 7-11. Молотковая дробилка.
1 — корпус; 2 — вал; 3 — била; 4 — диски.

размер кусков, поступающих в дробилку, не должен превосходить 250—300 мм. Кратность дробления обычно составляет 8—10, но может быть увеличена до 15—20.

Число оборотов ротора составляет 500—1000 об/мин при окружной скорости 35—50 м/сек. Потребляемая мощность находится в пределах 0,6—1,5 кВт·ч при кратности дробления 6—12 и зависит от сортов угля.

В результате ударов об уголь била изнашиваются. Наиболее интенсивный износ имеет место верхней кромки бил на длине 35—40 мм.

В результате износа бил увеличивается зазор между билами и решеткой. Это уменьшает производительность и ухудшает качество дробления. При достижении зазора между билами и решеткой до 20—30 мм била заменяют. Расход изношенного металла составляет 10—20 г/т топлива. Учитывая, что изношенная часть бил равна 10—20% общего веса бил, полный расход металла повышается до 100—200 г/т топлива.

Для увеличения срока непрерывной работы бил рабочую часть делают утяжеленной (рис. 7-12). В этом случае коэффициент использования металла также повышается. Дли-

тельность работы бил зависит от абразивных свойств топлива и материала бил.

Молотковые дробилки выпускаются нескольких типоразмеров с производительностью от 2,5 до 276 т/ч.

7-3. СВОЙСТВА И ХАРАКТЕРИСТИКИ УГОЛЬНОЙ ПЫЛИ

Угольная пыль представляет собой сухой порошок, состоящий из частичек неправильной формы различных размеров: от нескольких долей микрона до 300—500 мк.

Сухая пыль адсорбирует воздух и становится легкотекучей. Она имеет способность вытекать через небольшие неплотности. Свежая пыль в смеси с воздухом легко транспортируется по трубопроводам. Удельный вес свеженасыпанной пыли 0,45—0,5 т/м³. С течением времени пыль слеживается, что сопровождается увеличением удельного веса до 0,8—0,9 т/м³.

Пыль топлив, богатых летучими, в определенной концентрации с воздухом становится взрывоопасной. При содержании кислорода в пылевоздушной смеси менее 15% или при содержании летучих меньше 10% пылевоздушная смесь перестает быть взрывоопасной. Снижение концентрации кислорода в пылевоздушной смеси может быть достигнуто добавлением инертных (топочных) газов.

В размольных системах пыль может выделяться из потока и отлагаться в застойных местах. С течением времени слой пыли топлив, богатых летучими, самовозгорается. Это создает опасность взрыва в случае омывания очага горения пылевоздушной смесью взрывоопасной концентрации. Поэтому в системах приготовления пыли всячески избегают

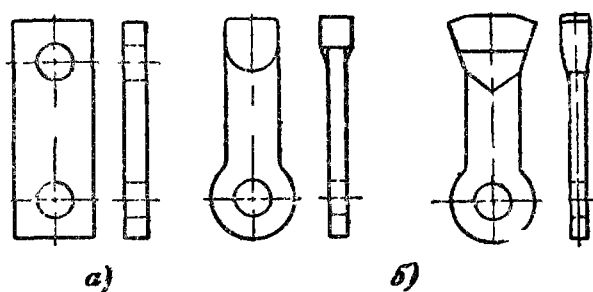


Рис. 7-12. Била молотковых дробилок.
а — пластинчатые; б — утяжеленные.

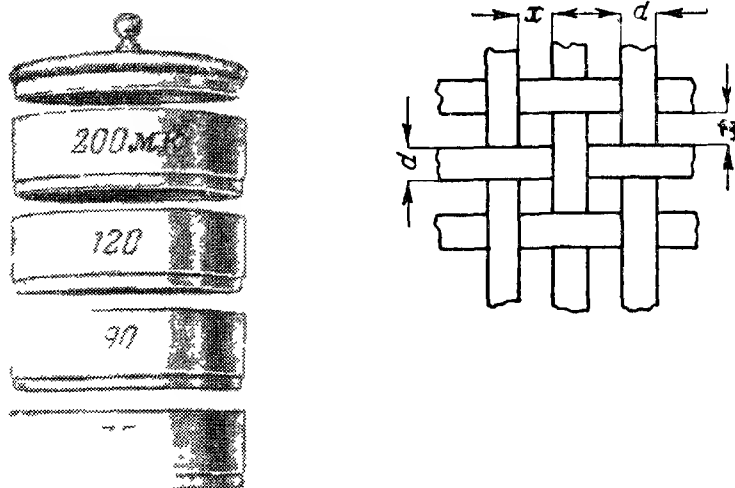


Рис. 7-13. Набор сит для анализа угольной пыли (общий вид и схема плетения сетки).

использования горизонтальных и слабонаклонных участков с малыми скоростями пылевоздушного потока.

В системе пылеприготовления пыль должна быть подсушена до определенной влажности. Недостаточно сухая пыль плохо течет из-за склонности к слипанию в комки, чем затрудняется ее подача к горелкам. Пыль с повышенной влажностью плохо воспламеняется, что ведет к ухудшению процесса горения. Пересушенная пыль всех углей за исключением антрацита и полуантрацита склонна к самовоспламенению.

Обычно влажность готовой пыли $W_{пл}$ выбирается в зависимости от сорта угля по следующим соотношениям: для тощих углей, антрацитов и полуантрацитов $W_{пл} \leq W^a$; для каменных углей $0,5W^a \leq W_{пл} \leq W^a$; для бурых углей и сланцев $W^a \leq W_{пл} \leq W^a + 8\%$; для фрезторфа $W_{пл} \geq 25\%$.

Обычно подсушка пыли происходит одновременно с размолотом топлива. При этом сушка улучшает размол. В то же время сушка в процессе размолоты происходит очень интенсивно вследствие образования новых поверхностей угля.

Пыль, выходящая из системы приготовления, должна иметь температуру, превышающую температуру точки росы. В противном случае влага начнет конденсироваться на стенках пылепроводов, что приведет к слипанию пыли.

Однако для взрывоопасных топлив температура пыли за мелющими устройствами не

должна превышать величину, опасную с точки зрения взрыва. Эта температура зависит также от типа системы приготовления пыли и находится в пределах 70—80 °С для бурых и каменных углей, 130 °С для тощих углей.

Для оценки работы систем приготовления пыли и эффективности ее сжигания надо знать распределение пыли по размерам фракций.

Анализ пыли по фракциям проводят с помощью просева ее через набор сит со стандартными размерами отверстий. В результате получают ситовой анализ пыли.

Сито выполняется в виде металлического цилиндра диаметром 200 мм и высотой 50—80 мм, низ которого затянут сеткой. Нижняя часть сита имеет сужение, что позволяет одно сито вставлять в другое (рис. 7-13). Верх сита закрывается крышкой.

Сетка сита изготавливается из проволоки стандартного размера, диаметр которой зависит от размера отверстий. В котельной технике сита характеризуются линейным размером отверстий. Наиболее употребительны следующие размеры сит (табл. 7-2).

Таблица 7-2

Размеры сит, применяемых для анализа пыли

Количество отверстий на длине 1 см	Количество отверстий на площади 1 см ²	Линейный размер отверстий, мк	Диаметр проволоки, мк
30	900	200	130
50	2500	120	80
70	4900	90	55
80	6400	75	50
100	10000	60	40

Навеска пробы пыли просеивается через набор сит, начиная с меньшего размера отверстий к большему. Остаток пробы пыли на сите данного размера выражается в процентах к общему весу пробы и обозначается буквой R_x , с индексом x , указывающим размер отверстий. Например, обозначение $R_{90}=55\%$ означает, что 55% пыли имеет размер, превышающий 90 мк. Проход пыли через сито данного размера обозначают буквой D_x . Для каждого размера сит верно соотношение

$$R_x + D_x = 100\%. \quad (7-2)$$

Фракционный состав пыли можно характеризовать как величиной остатка, так и прохода. В технике пылеприготовления тонкость пыли оценивается остатком на сите.

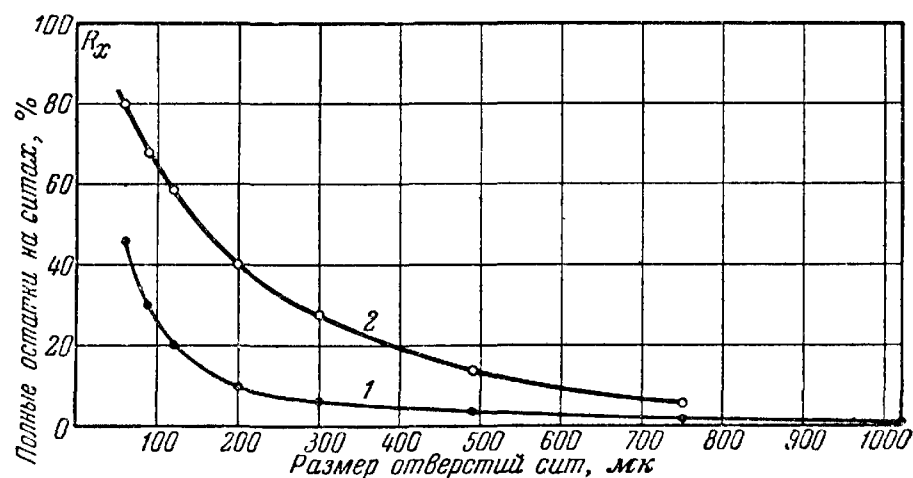


Рис. 7-14. Неполная зерновая характеристика угольной пыли.

1 — подмосковный уголь (шаровая мельница); 2 — кизилкинский уголь (шахтная мельница).

Зерновая характеристика пыли. Данные ситового анализа позволяют построить неполную зерновую характеристику, выражающую зависимость величины остатка на сите как функцию размера частиц (рис. 7-14). В этой характеристике отсутствуют данные фракционного состава пыли с размерами, меньшими 40 мк, так как эта область недоступна ситовому анализу.

Очевидно, что по мере уменьшения размера пылинок значение остатка на сите данного размера должно возрастать и в пределе стремиться к 100% при размере частиц, равном нулю. Форма кривой в этой области может быть построена по данным специальных лабораторных исследований (воздушное отвеивание, седиментация, микроанализ и др.). Зерновая характеристика пыли, построенная для всего диапазона размера пылевых частиц, называется полной (рис. 7-15).

Зерновая характеристика выражает определенный физический закон дробления и может быть описана математически:

$$R_x = 100e^{-bx^n}, \quad (7-3)$$

где x — размер частиц (отверстий сита), мк;
 b, n — постоянные коэффициенты: b отражает тонкость помола, а n — внутреннюю структуру пыли.

В уравнении (7-3) две постоянные величины, для определения которых надо знать значения остатков на двух размерах сит. Это дает возможность по двум остаткам построить полную помольную характеристику.

В котельной технике обычно качество пыли оценивается остатком на ситах R_{200} и R_{90} .

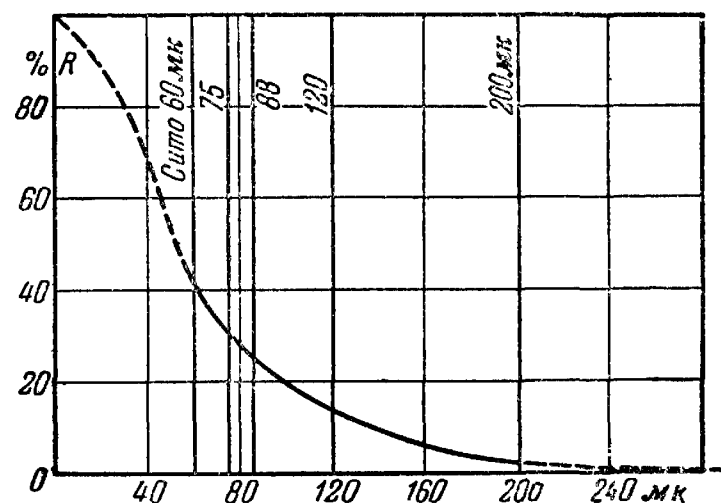


Рис. 7-15. Полная зерновая характеристика угольной пыли.

По данным остатков на этих ситах и уравнению (7-3) значения коэффициентов получаются следующими:

$$n = \frac{\lg \ln \frac{100}{R_{90}} - \lg \ln \frac{100}{R_{200}}}{\lg \frac{200}{90}}, \quad (7-4)$$

$$b = \frac{1}{90^n} \cdot \ln \frac{100}{R_{90}}. \quad (7-5)$$

После подстановки значения коэффициента из (7-5) в уравнение (7-3) остаток на любом сите можно выразить через остаток на сите R_{90} :

$$R_x = 100 \left(\frac{R_{90}}{100} \right)^{\left(\frac{x}{90} \right)^n}. \quad (7-6)$$

Это дает связь остатков двух сит, например

$$R_{200} = 100 \left(\frac{R_{90}}{100} \right)^{2,27^n}. \quad (7-7)$$

Коэффициент n для данного мельничного устройства практически постоянен в диапазоне $x=60-200$ мк. Поэтому, пользуясь уравнением (7-6), можно построить характеристику пыли по одному остатку на сите. Для состава пыли с размерами, меньшими 40—60 мк, коэффициент n возрастает по мере увеличения тонкости пыли. Однако в ряде теоретических расчетов условно принимают значение коэффициента постоянным во всем диапазоне изменения зерновой характеристики.

Из уравнения зерновой характеристики (7-3) можно получить зависимость распреде-

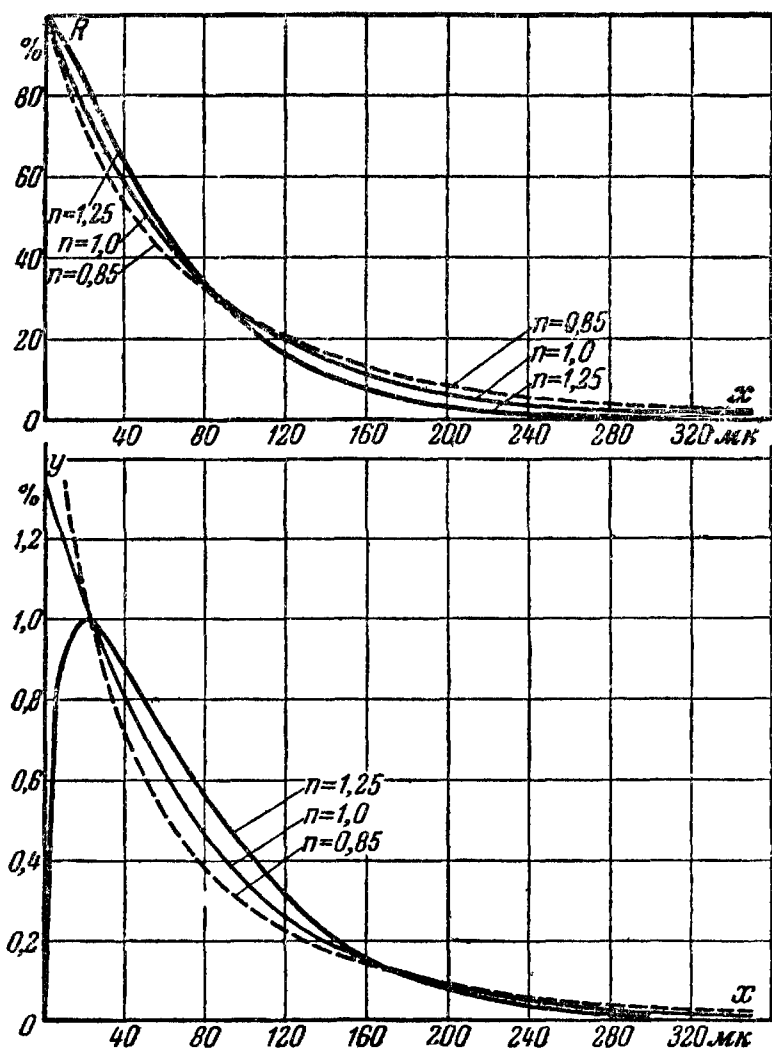


Рис. 7-16 Зерновые характеристики и распределение частиц пыли по крупности при различных значениях коэффициента n .

ления частиц пыли по крупности. Действительно, ордината R_x кривой $R_x = f(x)$ выражает сумму всех частиц с размерами, превышающими x . Следовательно, зерновая характеристика является интегральной кривой спектра частиц по крупности. Поэтому для определения закона распределения частиц по крупности надо продифференцировать уравнение (7-3) и заменить знак на обратный.

$$y = -\frac{dR_x}{dx} = 100bnx^{n-1} e^{-bx^n} / 0. \quad (7-8)$$

На рис. 7-16 даны зерновые характеристики пыли и соответствующие им кривые спектра частиц по крупности, построенные по уравнениям (7-3) и (7-8). Как видно из графика, в пыли содержится больше всего частиц с размерами 20—40 мк.

Форма кривой распределения частиц пыли по крупности, как видно из уравнения (7-8), в значительной мере определяется значением коэффициента n . При $n > 1$ кривая

имеет максимум, так как с увеличением x функция x^{n-1} растет, а значение e^{-bx^n} падает. При $n=1$ уравнения (7-3) и (7-8) отличаются лишь постоянным коэффициентом b . Наибольшее количество фракций в этом случае имеет размер, близкий к нулю (рис. 7-16). При $n < 1$ с уменьшением x правая часть уравнения (7-8) стремится к бесконечности¹. Это надо понимать так, что при $n < 1$ в пыли содержится очень много тонких фракций (т. е. пыль переизмельчена).

Выжиг топлива определяется условиями сгорания наиболее крупных частиц, поэтому переизмельчение пыли не улучшает процесс горения, а приводит лишь к увеличению расхода энергии на помол. Отсюда следует, что более целесообразно иметь пыль с наименьшим содержанием очень тонких фракций. Этому условию отвечает характеристика $n > 1$. У шаровых барабанных мельниц значение n находится в пределах 0,8—1,2, у шахтных 1,2—1,5. Следовательно, шахтные мельницы выдают пыль более равномерного состава.

7-4. ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАЗМОЛА ТОПЛИВА

Топливо представляет собой хрупкий материал, который при механическом воздействии крошится на части. Измельчение материала в дробилках и мельницах происходит главным образом за счет удара, раздавливания и истирания. В различных устройствах эти способы разрушения материала сочетаются по-разному.

В результате разрушения материала создаются новые свободные поверхности. Свободная поверхность пыли зависит от фракционного состава. Чем более тонко раздроблен материал, тем свободная поверхность больше. Для образования новой поверхности надо преодолеть межмолекулярные силы сцепления, на что затрачивается определенная работа. Опытным путем было установлено, что работа, затрачиваемая на дробление, прямо пропорциональна полученной освобожденной поверхности (закон Ретингера). Чем больше тонких частиц, тем поверх-

¹ Величина y выражает содержание частиц по крупности в процентах и физически не может превышать 100%. В области значений $x < 40$ мк коэффициент n в действительности не является постоянным.

ность больше и, следовательно, больше затрата электроэнергии на размол:

$$\mathcal{E}_\phi = A(O_2 - O_1), \quad (7-9)$$

где $\mathcal{E}_\phi$ — удельный расход электроэнергии, $\text{квт} \cdot \text{ч/кг}$;

A — коэффициент пропорциональности, зависящий от свойств топлива, $\text{квт} \cdot \text{ч/м}^2$;

O_1, O_2 — начальная и конечная свободные поверхности частиц топлива, $\text{м}^2/\text{кг}$.

Зная распределение пыли по крупности, можно определить ее поверхность, если предварительно задаться формой пылинок (шар, куб). В этом случае

$$O_2 = C \frac{1}{n} \left(\ln \frac{100}{R_{90}} \right)^{\frac{1}{n}} \text{ м}^2/\text{кг}, \quad (7-10)$$

где $C = \frac{450}{\gamma^2}$ — численный коэффициент.

Действительная форма пылинок отличается от правильных геометрических фигур (шар, куб), и поэтому ее поверхность будет больше рассчитанной по формуле (7-10).

Расход электроэнергии на размол в мельничных системах всегда больше теоретического [по уравнению (7-9)]. Часть энергии $\mathcal{E}_{\text{разм}}$ тратится на разрушение поверхности мелющих органов и создание упругой и пластической деформации в них, на тепловые потери и др. Эта группа потерь связана с процессом размола и пропорциональна затрате энергии, идущей на размол. Кроме того, всегда имеется постоянная потеря холостого хода мельницы $\mathcal{E}_{\text{х.х.}}$.

Таким образом, суммарный теоретический расход электроэнергии на помол равен

$$\mathcal{E}_{\text{теор}} = \mathcal{E}_\phi + \mathcal{E}_{\text{разм}} + \mathcal{E}_{\text{х.х.}} \quad (7-11)$$

В зависимости от конструкции мельницы потери, связанные с процессом дробления $\mathcal{E}_{\text{разм}}$, могут сильно отличаться. Так, в среднеходных мельницах они примерно в 2 раза ниже, чем в шаровых барабанных вследствие лучшей организации размола. В шаровой барабанной мельнице много энергии затрачивается на удары шаров друг об друга, особенно при малой нагрузке.

Удельный расход электроэнергии на помол зависит от механических свойств топлива, которые в уравнении (7-9) выражаются коэффициентом A . Его непосредственное определение затруднено, поэтому оценку размольных

свойств топлива ведут по коэффициенту размолоспособности, определяемому экспериментально.

Лабораторный коэффициент размолоспособности выражается отношением расходов электроэнергии на помол эталонного и определяемого топлива. При этом оба сорта топлива размалывают в воздушно-сухом состоянии, в лабораторных стандартных мельницах от одинаковой крупности до одинаковой тонкости пыли:

$$K_{\text{ло}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{эт}}}{\mathcal{E}_{\text{опр}}} \quad (7-12)$$

В качестве эталонного топлива в методиках ВТИ и ЦКТИ принято одно из наиболее твердых топлив (АШ).

У мягких топлив коэффициент размолоспособности больше, а у более твердых, чем эталонное, меньше единицы. При размалывании двух сортов топлив с одинаковой загрузкой мельницы коэффициент размолоспособности будет показывать, во сколько раз производительность мельницы на данном топливе больше, чем на эталонном.

В методике ВТИ для определения лабораторного коэффициента размолоспособности $K_{\text{ло}}$ навеску определяемого и эталонного топлива размалывают в лабораторной мельнице в течение одинакового времени. Расход энергии на помол при этом будет одним и тем же для обоих сортов топлива, так как он определяется временем работы мельницы. Но при этом тонкость размолотых проб будет разной. В зависимости от полученной тонкости пыли определяемого и эталонного топлива рассчитывают коэффициент размолоспособности по формуле

$$K_{\text{ло}} = \left(\frac{\ln \frac{100}{R_{\text{опр}}}}{\ln \frac{100}{R_{\text{эт}}}} \right)^{\frac{1}{p}},$$

где p — показатель степени, зависящий от конструкции лабораторной мельницы ($p \approx 1,5$).

В методике ЦКТИ коэффициент размолоспособности определяется по отношению производительности лабораторной мельницы при размоле испытуемого $B_{\text{опр}}$ и эталонного $B_{\text{эт}}$ топлива:

$$K_{\text{ло}} = \frac{B_{\text{опр}}}{B_{\text{эт}}}.$$

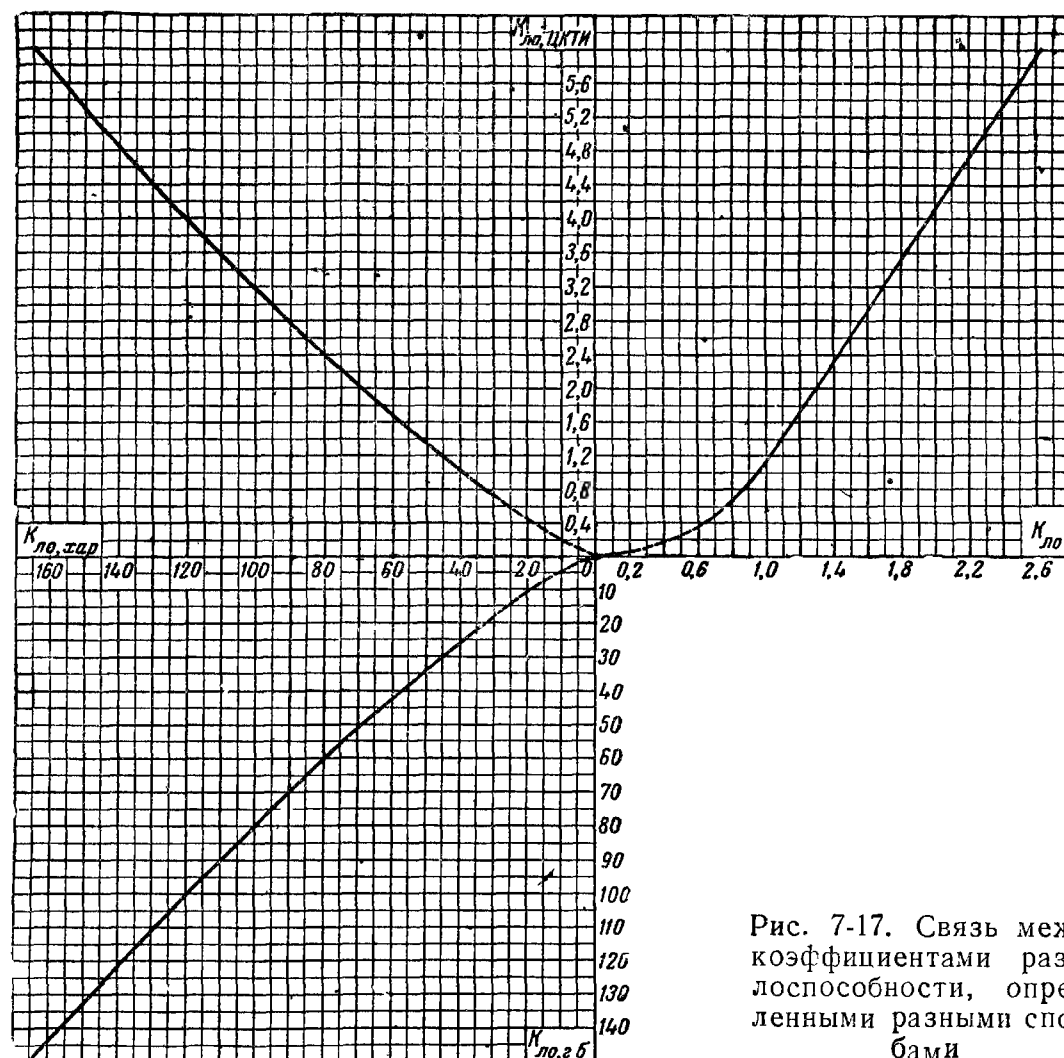


Рис. 7-17. Связь между коэффициентами размолоспособности, определенными разными способами

Производительность мельницы определяется по величине прохода через сито 90 мк и времени помола τ :

$$B_{opr} = \frac{D_{90}^{opr} b_{opr}}{100 \tau_{opr}};$$

$$B_{\text{эт}} = \frac{D_{90}^{\text{эт}} b_{\text{эт}}}{100 \tau_{\text{эт}}},$$

где b_{opr} и $b_{\text{эт}}$ — соответственно вес пробы испытуемого и эталонного топлива, кг.

Определение K_{lo} в США ведут по двум методикам: Хардгрова и Горного бюро. Первая методика аналогична методике ВТИ. По методу Горного бюро одинаковые навески определяемого и эталонного топлива размалывают в лабораторной мельнице до одинаковой тонкости пыли. В этом случае

$$K_{lo} = \frac{\mathcal{E}_{\text{эт}}}{\mathcal{E}_{opr}} = \frac{\tau_{\text{эт}}}{\tau_{opr}}$$

определяется по расходу электроэнергии на помол или, что одно и то же, временем работы мельницы.

Связь между рассмотренными коэффициентами размолоспособности может быть определена по графику рис. 7-17.

В табл. 7-3 для некоторых топлив приводятся данные по коэффициенту размолоспособности по ВТИ.

Экономическая тонкость помола угольной пыли отвечает минимальной сумме затрат на производство тонны пара. С увеличением тонкости пыли, как следует из уравнений (7-9) и (7-10), расходы на приготовление пыли растут. Вместе с тем снижаются потери тепла с недожогом топлива (рис. 7-18). В определенной области тонкости пыли суммарные затраты становятся минимальными.

Экономическое значение помола определяется сортом угля, типом мельницы, топочным устройством и режимом его работы. Для каждой конкретной установки его определяют экспериментально в процессе эксплуатации.

Основным фактором, определяющим экономическую тонкость помола пыли, является выход летучих. Топливо с большим выходом летучих сгорает интенсивней, поэтому допу-

Таблица 7-3

Характеристики пыли некоторых сортов топлива

Район месторождения	Наименование месторождения	Марка и сорт	Коэффициент размо- лоспо- собности (по ВТИ)	Характеристика пыли			
				влажность	для ШБМ и СМ с центро- бежными се- парагорами	для СМ с вращающи- мися сепара- торами	для шахтных мельниц
				$K_{л0}$	$W_{пл}$	R_{90}	R_{90}
				—	%	%	%
Угли							
Донецкий бассейн	—	Г	1,05	2,0÷3,0	25	—	—
" "	—	ПЖ	1,46	0,5÷1,0	21	25	30
" "	—	АШ	0,95	0,5÷1,0	6—7	—	—
" "	—	ПШМ	1,5	0,5÷1,0	21	—	—
Кузнецкий бассейн	Араличевское	Т	1,5	1,0÷1,5	9,0	12	—
Подмосковный бассейн	—	Б	1,75	14,0÷16,0	35	—	55
УССР	Александровское	Б	1,8	20,0÷23,0	38	55	65
Урал	Богословское	Б	1,10	14,0÷16,0	38	52	60
Казахская ССР	Иртышское	СС	1,30	1,0÷1,5	20	—	—
Красноярский край	Канское	Б	1,24	14,0÷16,0	38	55	60—65
" "	Назаровское	Б	1,0	16÷18	38	—	60
Кемеровская область	Итатское	Б	1,15	18÷20	38	53	60
Сланцы							
Эстонская ССР			2,5	1,0—2,0	43	—	60

скается его сжигание при более грубом помоле.

Наивыгоднейшая тонкость помола каменных углей может быть ориентировочно определена из эмпирического соотношения

$$R_{90} = 6 + 0,7A^p. \quad (7-13)$$

Бурые угли допускают значительно более грубый помол, вплоть до $R_{90} = 40—60\%$. При использовании шахтных и среднеходных мельниц допускается большее углубление помола вследствие более равномерного фракционного ее состава.

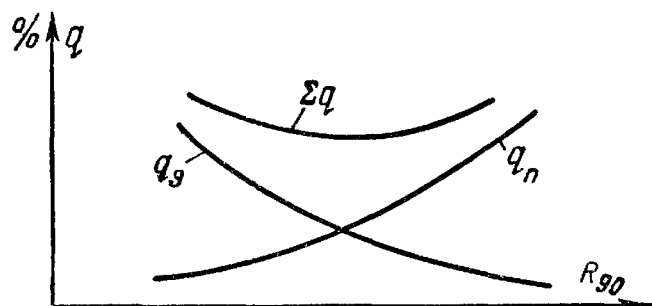


Рис. 7-18. Определение экономической тонкости помола.

q_{ε} — расход электроэнергии на помол; q_n — потеря с механической неполнотой сгорания; Σq — суммарные затраты.

Ориентировочные значения экономической тонкости размола пыли указаны в табл. 7-3. В процессе эксплуатации всегда появляется необходимость в их уточнении по данным тепловых испытаний котельного агрегата.

7-5. КОНСТРУКЦИИ МЕЛЬНИЦ ДЛЯ РАЗМОЛА УГЛЯ

Для размола угля применяется несколько типов мельниц, отличающихся принципом работы, числом оборотов, конструктивным выполнением. Строгая классификация мельниц по какому-либо из указанных принципов затруднена. Для размола угля применяют шаровые барабанные, шахтные, среднеходные мельницы и мелющие вентиляторы.

В мельницах происходят подсушка и измельчение топлива до тонкого порошка. Кратность дробления в мельницах достигает 300—500.

Шаровая барабанная мельница (ШБМ) состоит из цилиндра (барабана) диаметром 2—4 м и длиной 3—8 м, частично заполненного шарами диаметром 30—60 мм (рис. 7-19). Внутренние стенки барабана покрыты толстыми плитами (броней). Барабан от электродвигателя через редуктор вращается со

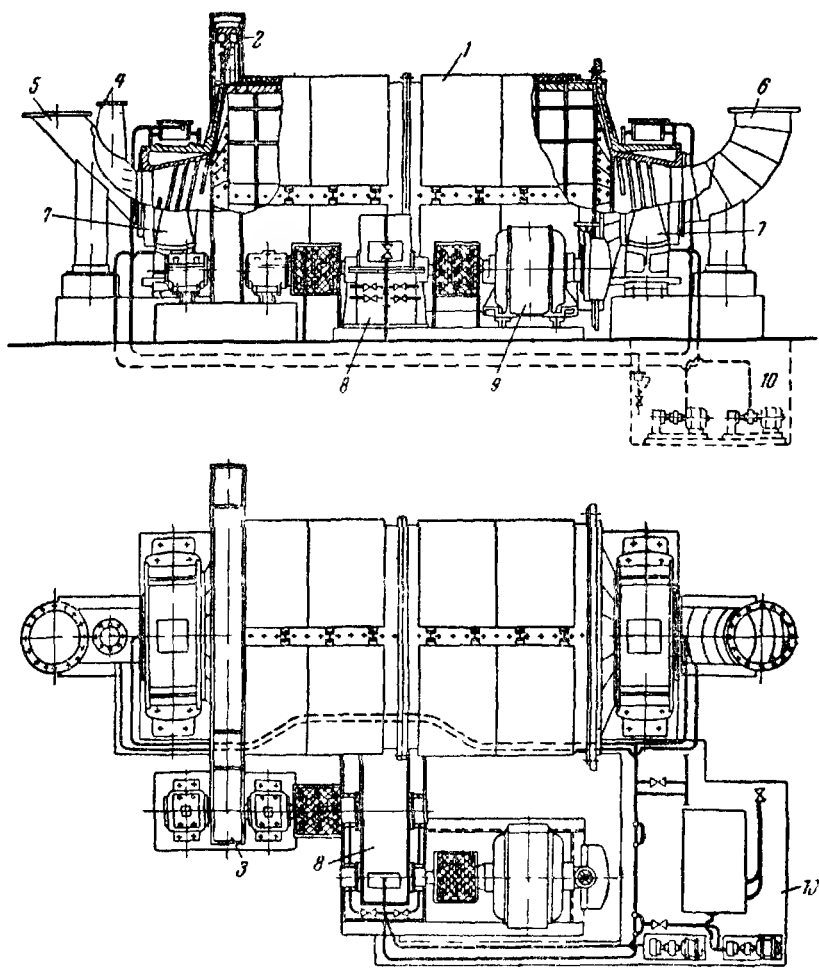


Рис. 7-19. Шаровая барабанная мельница.

1 — корпус; 2 — ведомая шестерня; 3 — ведущая шестерня; 4 — возврат из сепаратора; 5 и 6 — горловины мельницы; 7 — подшипники; 8 — редуктор; 9 — двигатель; 10 — маслосистема.

скоростью 16—25 об/мин. При вращении барабана шары поднимаются на определенную высоту и падают. Размол топлива происходит как за счет удара шаров, так и вследствие истирания топлива перемещающимися шарами.

Броня слабо участвует в размоле топлива. Она нужна главным образом для организации подъема шаров и защиты барабана от удара. Подъем шаров зависит от формы броневых плит, которые обычно выполняются волнистой формы (рис. 7-20). Снаружи барабан мельницы обшивается тепловой и звуковой изоляцией.

Барабан опирается полыми цапфами передней и задней горловины мельницы на подшипники, охлаждаемые водой. Это допускает надежную работу подшипников при протекании через цапфы газа с температурой до 350° С.

Топливо подается через соединительный патрубок в переднюю горловину мельницы, а пыль выносится из задней. Соединительные патрубки располагаются под углом 45°, что

предотвращает забивание их углем или пылью. В месте соединения неподвижных патрубков с полыми цапфами имеются сальниковые уплотнения с войлоком или фетром.

Размолотое топливо выносится из мельницы потоком сушильного агента, скорость которого определяет крупность вынесенной пыли. Обычно скорость агента, отнесенная к полному сечению барабана, составляет 1—3 м/сек, чему соответствует сопротивление мельницы 100—250 мм вод. ст. Пыль из слоя шаров выносится с трудом и подвержена истирающему действию шаров, поэтому мельницы выдают переизмельченную пыль.

Эффективность размол зависит от шаровой загрузки мельницы. Обычно барабан мельницы загружается шарами на 20—35% от своего объема. В процессе размол шары изнашиваются, уменьшаются в диаметре. По мере износа добавляют шары наибольшего размера. Износ шаров и брони составляет 100—300 г/т топлива.

Производительность и эффективность размол зависят от числа оборотов мельницы. При малых оборотах шары поднимаются на небольшую высоту и скатываются вниз (рис. 7-21). В этом случае размол протекает плохо,

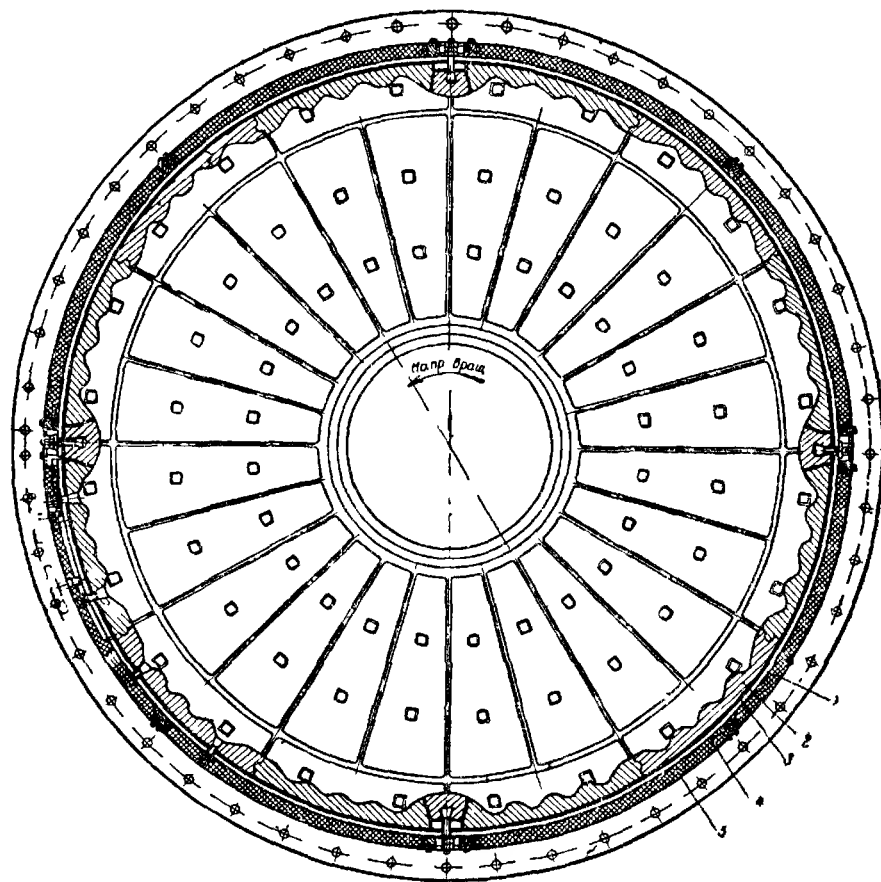


Рис. 7-20. Поперечный разрез ШБМ

1 — корпус; 2 — броня; 3 — асбестовая изоляция; 4 — войлочная изоляция; 5 — стальная обшивка.

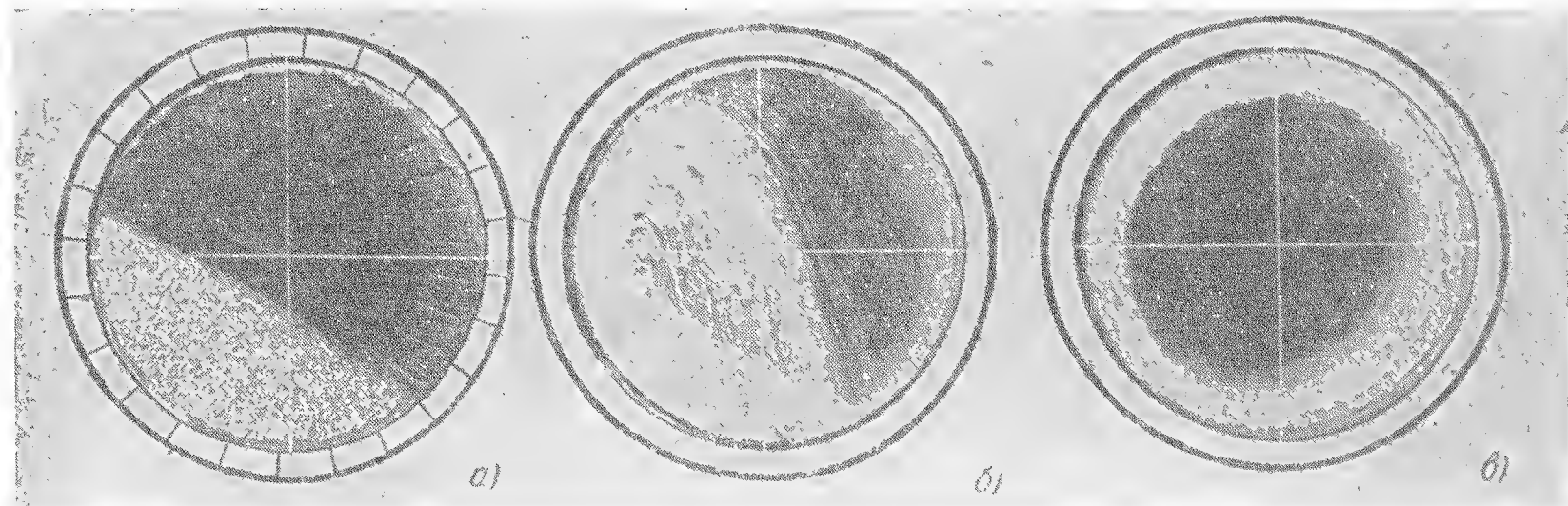


Рис. 7-21. Движение шаров в мельнице в зависимости от числа оборотов барабана

$a - n \ll n_{кр}$; $б - n < n_{кр}$; $в - n > n_{кр}$

а отвеивание готовой пыли из плотного слоя шаров затруднено. При увеличении числа оборотов барабана шары поднимаются на большую высоту и падают по параллельным траекториям, что улучшает размол и отвеивание готовой пыли. При дальнейшем увеличении числа оборотов шары центробежной силой прижимаются к барабану и перестают падать. Размол ухудшается и производительность мельницы резко падает. Число оборотов, при котором прекращаются отрыв и падение шаров, называется критическим. Это число оборотов может быть подсчитано из баланса сил, действующих на шар (силы тяжести и центробежной силы):

$$n_{кр} = \frac{42,3}{D_6} \text{ об/мин.} \quad (7-14)$$

Таким образом, критическое число оборотов обратно пропорционально диаметру барабана D_6 м. Эффективная работа ШБМ может иметь место только при скорости, меньшей критической (обычно 75% от критической).

Шаровые барабанные мельницы выпускаются нескольких размеров. Типоразмер мельницы обозначается дробью, числитель которой определяет диаметр, а знаменатель — длину барабана, выраженные в сантиметрах. Диаметр барабана измеряется по средней линии волны броневых плит, а длина — по внутреннему размеру цилиндрической части.

Характеристики отечественных шаровых барабанных мельниц даны в табл. 7-4.

Увеличение единичной мощности котлоагрегата привело к созданию мельниц большой производительности — 32 и 50 т/ч по АШ.

Шаровая барабанная мельница производительностью 32 т/ч представлена на рис 7-22 и 7-22а. Корпус мельницы диаметром 3 800 мм и длиной 6 000 мм имеет разъем посередине, что облегчает условия его транспортировки. Мельницы большой производительности выполняются с фрикционным приводом. Барабан мельницы приводными колесами опирается на четыре ролика, два из которых являются ведущими.

Электродвигатель имеет низкое число оборотов (100—150 об/мин), что позволяет без редуктора соединить его с ведущими роликами.

Использование фрикционного привода упрощает конструкцию мельницы и повышает к. п. д. привода, поскольку точная нарезка зубьев при большом диаметре приводной шестерни сложна и дорога. При наличии фрикционного привода торцовые стенки получают легкими, так как они не несут нагрузку. Отсутствуют коренные подшипники, тем самым температура сушильного агента на входе в мельницу может быть повышена.

Основные размеры ШБМ большой производительности, разработанных ЦКТИ, приведены в табл. 7-5.

В мельнице происходят размол и сушка. В соответствии с этим производительность мельницы разделяют на размольную и сушильную. Размольная производительность характеризует количество топлива, которое может быть размолото по условиям затраты энергии на помол.

Сушильная производительность мельницы определяется условиями сушки и показывает

Таблица 7-4

Характеристики ШБМ

Величина	Размер- ность	160/235	207/265	220/330	250/350	250/370	287/410	287/410
Число оборотов барабана	об/мин	25	23	21,5	20	20	19	19
Вес мельницы (без шаров и электрооборудования) не более	т	23	32	40	47	48	60	67
Вес загружаемых шаров	т	5	10	14	20	25	30	35
Диаметр патрубков	мм	350	500	600	700	700	800	800
		450	600	750	800	800	950	950
					900	900		
Сечение и объем барабана	м ² /м ³	$\frac{2,01}{4,7}$	$\frac{3,36}{8,9}$	$\frac{3,80}{12,5}$	$\frac{4,91}{17,7}$	$\frac{4,91}{19,2}$	$\frac{6,46}{26,5}$	$\frac{6,46}{30,4}$
Потребная мощность не более	квт	60	125	170	250	330	450	550
Производительность по АШ	т/ч	2	4	6	8	10	12	16
Удельный расход электроэнергии по АШ при $R_{90} = 6-8\%$	квт·ч/т	25,0	26,5	26,5	31,5	31,8	30,2	30,4
Производительность и удельный расход по подмосковному углю при $R_{90} = 35\%$	т ч квт·ч/т	6,3 9,2	12,8 9,6	17,3 9,8	24,3 11,6	28,8 12,4	38,0 11,0	42,7 11,3

количество топлива, которое может быть подсушено в мельнице до заданной влажности.

Рабочая производительность мельницы может быть ограничена условиями либо размола, либо сушки. Для сухих и твердых топлив рабочая производительность определяется по размольной. Напротив, для мягких и влажных топлив рабочая производительность ограничивается сушильной производительностью.

Размольная производительность ШБМ определяется эмпирическим соотношением следующего вида:

$$B = \frac{0,09 D_6^{2,4} L_6 n_6^{0,8} \psi_6^{0,6} K_{\text{ВТИ}} \Pi_{\text{в.л1}} \Pi_{\text{в.л2}}}{\Pi_{\text{др}} \sqrt{\ln \frac{100}{R_{90}}}} \text{ т/ч,} \quad (7-15)$$

где D_6 , L_6 — диаметр и длина барабана, м;
 n_6 — число оборотов, об/мин;

$\psi_6 = \frac{G_{\text{ш}}}{\gamma_{\text{ш}} V_6}$ — степень заполнения барабана, причем $\gamma_{\text{ш}} = 4,9$ — насыпной удельный вес шаров, т/м³; $G_{\text{ш}}$ — вес шаров, т;

V_6 — объем барабана, м³;

$\Pi_{\text{в.л1}}$ — коэффициент, учитывающий влияние влажности на размо-
 способность топлива:

$$\Pi_{\text{в.л1}} = \sqrt{\frac{(W_{\text{макс}}^p)^2 - (W_{\text{ср}})^2}{(W_{\text{макс}}^p)^2 - (W^a)^2}},$$

где $W_{\text{макс}}^p$ и $W_{\text{ср}}$ — максимальная и средняя влажности топлива, которые могут быть определены по формулам:

$$W_{\text{макс}}^p = 4 + 1,06 W^p,$$

а

$$W_{\text{ср}} = \frac{W'_m + 3W_{\text{пл}}}{4}.$$

Здесь W'_m — влажность топлива перед мельницей. Ее величина меньше влажности угля, поступающего в систему пылеприготовления, на

Таблица 7-5

Характеристики ШБМ большой производительности

Производительность мельницы по АШ, т/ч	Типоразмер, м	Число оборотов барабана, об/мин	Вес мельницы без шаров и электрооборудования, т	Вес загруженных шаров, т	Потребная мощность, квт
32	3 800/6 000	16	105	78	1 300
50	4 000/8 000	16	130	128	1 600

величину подсушки на нисходящем коробе к мельнице:

$$W'_m = \frac{W^p (100 - W_{nl}) - (40 \div 50) (W^p - W_{nl})}{(100 - W_{nl}) - (40 \div 50) (W^p - W_{nl})};$$

Π_{sl2} — переводной коэффициент веса угля со средней влажностью в вес сырого угля:

$$\Pi_{sl2} = \frac{100 - W_{cp}}{100 - W^p};$$

Π_{dp} — коэффициент, зависящий от состава дробленого угля, определяемый по графику на рис. 7-23 (для АШ $\Pi_{dp} = 1$).

Мощность, необходимая для привода мельницы, определяется по формуле

$$N_{dv} = \frac{1}{\eta_{np} \eta_{sl}} (0,094 D_6^3 L_6 n_6 \gamma_{ш} \psi_6^{0.9} K_{ml} + 0,1 D_6 L_6 n_6) \text{ кВт.} \quad (7-16)$$

Здесь кроме величин, используемых в формуле (7-15), остальные означают:

η_{np} — к. п. д. привода 0,75 ÷ 0,8;

η_{sl} — к. п. д. электродвигателя 0,92;

K_{ml} — коэффициент, учитывающий свойство топлива. Для антрацита $K_{ml} = 0,95$; для остальных топлив $K_{ml} = 1,05$. При работе мельницы на холостом ходу $K_{ml} = 1$. Отсюда видно, что мощность холостого хода мало отличается от рабочей мощности мельницы.

Удельный расход электроэнергии на помол может быть рассчитан по уравнениям (7-15) и (7-16) как

$$\mathcal{E}_{yd} = \frac{N_{dv}}{B} \text{ кВт/т.}$$

Как видно из формул (7-15) и (7-16), удельный расход электроэнергии на помол зависит от конструктивных особенностей мельниц, влажности топлива, свойства угля и тонкости помола. Для данной конструкции мельницы удельный расход электроэнергии на помол возрастает с уменьшением ее производительности.

Шаровые барабанные мельницы относятся к классу тихоходных мельниц, работающих по принципу удара и истирания. Они пригодны для размолта углей всех сортов. Однако при размолте мягких углей с большим выходом летучих расход электроэнергии на по-

мол у ШБМ получается выше, чем у других мельниц.

Среднеходные мельницы выполняются с числом оборотов ротора в пределах 60—300 об/мин. В основном применяются шаровые и валковые среднеходные мельницы.

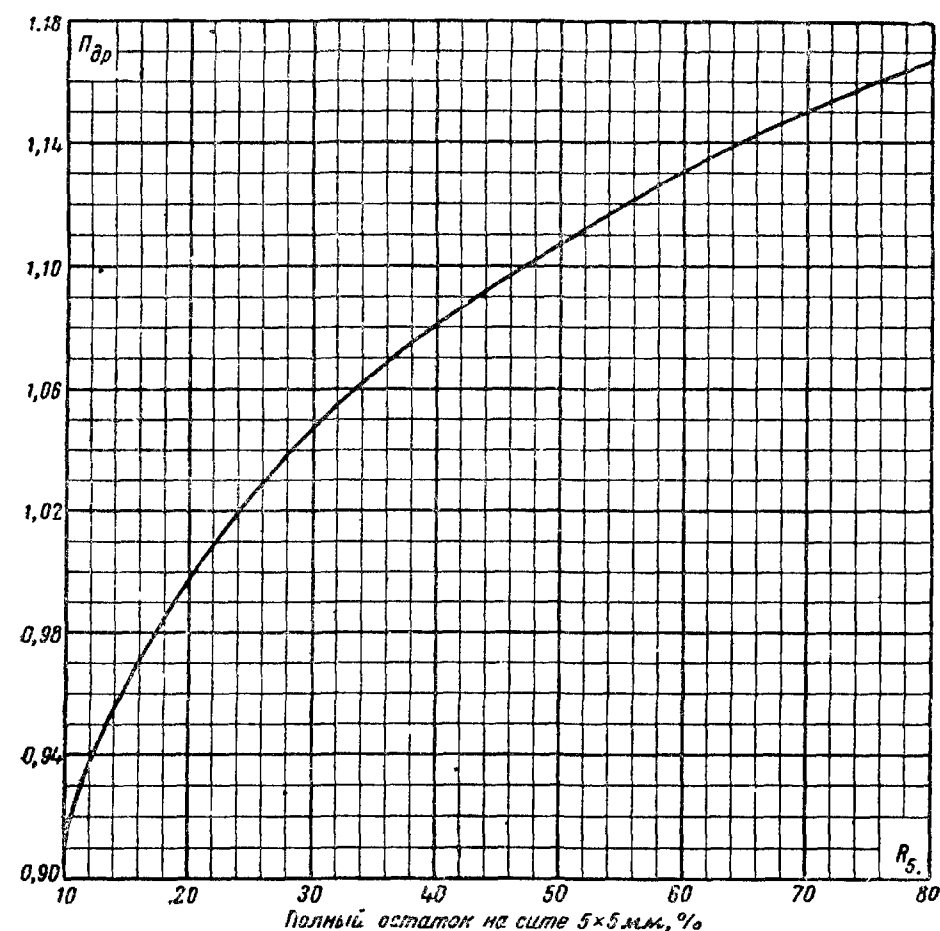
Среднеходные шаровые мельницы изготавливаются с однорядным и двухрядным расположением шаров и по внешнему виду мелющего агрегата напоминают опромный шарикоподшипник. При однорядном расположении шаров от мотора через редуктор приводится во вращение нижнее кольцо (рис. 7-24). Верхнее кольцо от вращения удерживается упорами. По вертикали верхнее кольцо перемещается по мере износа шаров под действием пружины и собственного веса. На верхнюю обойму действуют три-четыре пружины.

Размол происходит путем раздавливания и истирания кусочков топлива движущимися шарами. Давление шаров на топливо создается весом шаров и соответствующим натягом пружины и составляет в пересчете на каждый шар от 200 до 700 кг в зависимости от сорта топлива.

Шары устанавливаются в кольцевых дорожках с зазором 15—20 мм. Диаметр шаров 200—270 мм, а в крупных мельницах до 400 мм. Износ шаров происходит равномерно, поэтому допускается уменьшение их диаметра до 65% от начального. По мере износа шаров для уменьшения зазора между ними добавляют новые с размерами, равными изношенным шарам.

Топливо подается во внутреннюю часть кольца и под действием силы тяжести поступает на мелющую дорожку. Размолотое топливо центробежными силами отбрасывается к кольцевому зазору корпуса. Горячий воздух с температурой до 350°С поступает в кольцевой зазор, подхватывает размолотое топливо и выносит его к сепаратору, помещенному в корпусе мельницы. Пройдя сепаратор, пылевоздушная смесь подается к горелкам, а отсепарированные крупные частицы топлива возвращаются на повторный размол. Сепаратор выполняется или в виде неподвижного воздушного проходного или вращающегося центробежного. В первом случае сепарация происходит за счет изменения скорости и направления потока воздуха, во втором — за счет центробежных сил, создаваемых вращением.

Неразмолотые кусочки колчедана, металл, твердая порода, пройдя шары, попадают в специальный зазор в корпусе и далее в сборник отходов.

Рис. 7-23. Зависимость коэффициента P_{dp} от R_5 .

Мельницы этого типа выпускаются нескольких размеров. В табл. 7-6 приведены основные характеристики некоторых типоразмеров мельниц.

Таблица 7-6

Характеристики среднеходных мельниц Бабкок

Типоразмер мельницы	Средний диаметр размольного кольца, мм	Количество нажимных пружин	Шары		Мощность электродвигателя мельницы кВт	Производительность (по тощому углю), т/ч
			число	диаметр, мм		
Е-26	660	3	8	237	49,0	2,7
Е-35	889	4	11	237	76,5	4,2
Е-47	1 194	4	13	267	110	6,6
Е-56	1 425	4	16	267	147	8,7

Размер кусков угля, захватываемых шарами, зависит от размера последних и коэффициента трения топлива. При коэффициенте трения, равном 0,3, устанавливается следующая зависимость между максимальным размером кусков угля и диаметром шаров:

$$l_{\max} = 0,1d_{ш}.$$

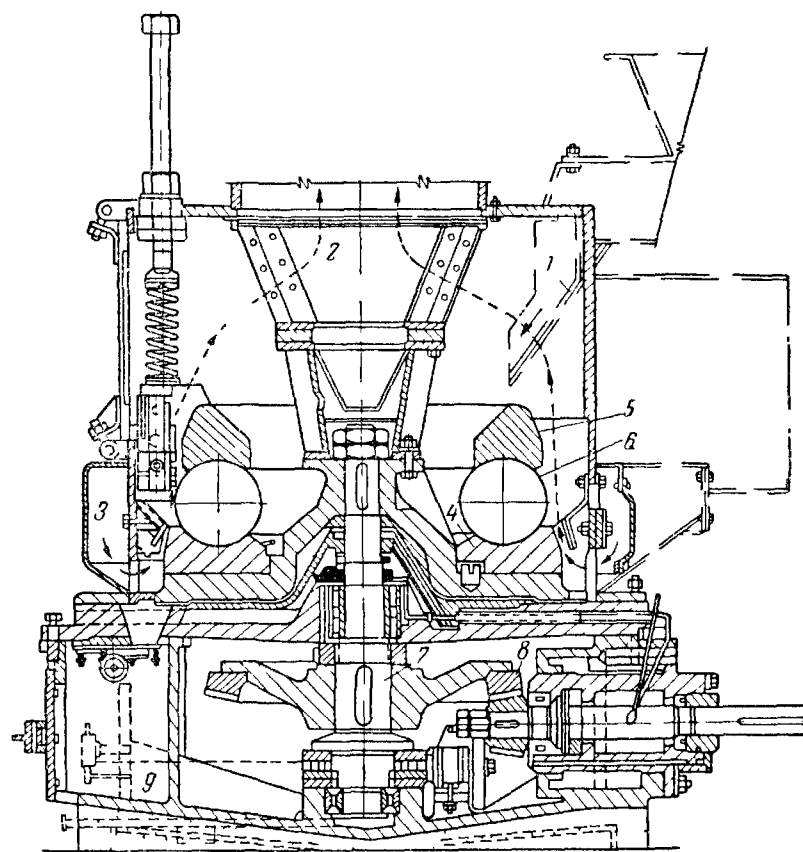


Рис 7 24. Среднеходная шаровая мельница.

1 — точка сырого угля; 2 — сепаратор пыли; 3 — короб для воздуха; 4 — нижнее кольцо; 5 — верхнее кольцо; 6 — шары; 7 — вал, 8 — шестерни, 9 — карман.

Таким образом, при диаметрах шаров, указанных в табл. 7-6, размер наиболее крупных кусков не должен превышать 25—30 мм.

Число оборотов мельницы зависит от диаметра кольца и выбирается так, чтобы центробежная сила была достаточна для преодоления сопротивления движению топлива при подаче его на беговую дорожку. При чрезмерном числе оборотов может происходить выброс кусочков топлива за пределы беговой дорожки.

На основе решения уравнения баланса центробежных сил и сил трения получена следующая зависимость между числом оборотов и диаметром кольца:

$$n = \frac{115}{\sqrt{D_k}} \text{ об/мин},$$

где D_k — диаметр кольца по средней линии, м.

Производительность этих мельниц ориентировочно рассчитывается по следующей формуле:

$$B = \frac{5,6 D_k^{1,5} K_{ло}^{вти} P_{вл1} P_{вл2}}{P_{dp} \sqrt{\ln \frac{100}{R_{90}}}} \text{ т/ч}. \quad (7-17)$$

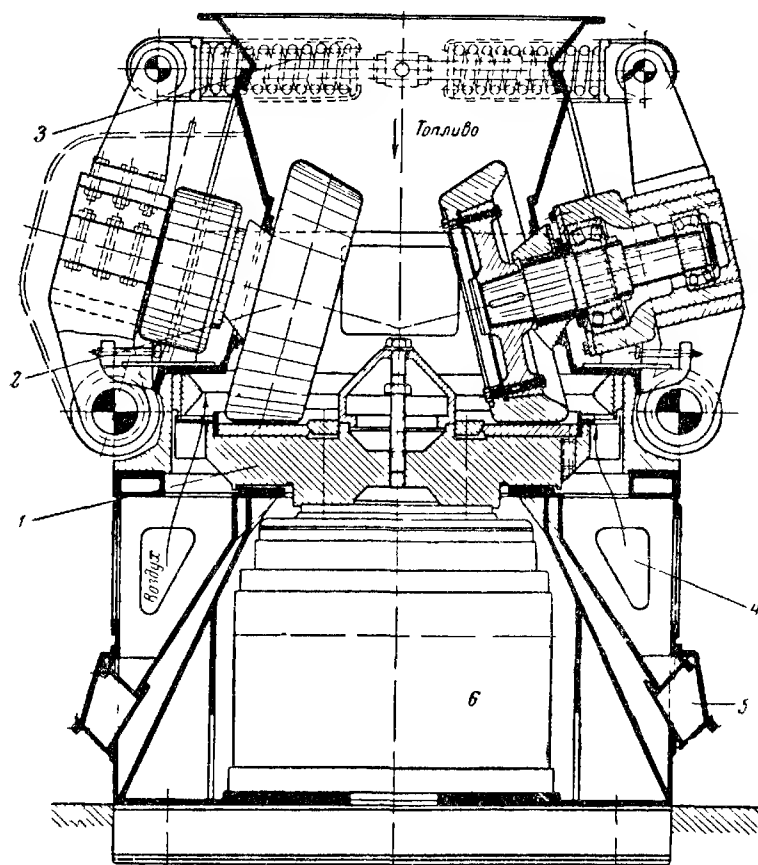


Рис. 7 25. Среднеходная валковая мельница.

1 — тарелка; 2 — валки, 3 — пружины, 4 — воздушный короб; 5 — карман, 6 — редуктор.

С увеличением скорости воздуха пыль угрубляется и производительность увеличивается. Расход электроэнергии по тощему углю составляет 12—15 кВт·ч/т при $R_{90}=15\%$.

Среднеходные шаровые мельницы применяются для сравнительно узкой группы углей. Влажный уголь в них можно размалывать лишь при наличии предварительной подсушки; в противном случае будет иметь место замазывание шаров. Эти мельницы больше

всего пригодны для углей с большим коэффициентом трения.

Валковая среднеходная мельница (ВСМ) с горизонтальным столом состоит из двух валков, стола и корпуса (рис. 7-25). Оси валков находятся в подшипниках, шарнирно соединенных с корпусом. Под действием собственного веса и главным образом за счет усилия пружины валки прижимаются к тарелке. При вращении тарелки валки катятся по ней, подминая под себя топливо. Измельчение угля происходит главным образом за счет раздавливания. Для этого пружина создает на валок давление в несколько тонн.

Воздух с температурой до 350°C подается в мельницу по окружности тарелки. Размолотая и подсушенная пыль выносится воздухом в сепаратор, который укрепляется на корпусе (на рис. 7-25 он не показан). Сепаратор приводится во вращение мотором с переменным числом оборотов, что позволяет регулировать тонкость помола пыли.

Некоторые данные по отечественным валковым мельницам даны в табл. 7-7.

Производительность этих мельниц определяется по формуле

$$B = \frac{5,9D^3 K_{\text{ЛО}}^{\text{ВТИ}} \Pi_{\text{в.л1}} \Pi_{\text{в.л2}}}{\Pi_{\text{др}} \sqrt{\ln \frac{100}{R_{90}}}} \text{ т/ч}, \quad (7-18)$$

где D — диаметр стола, м.

Мощность, потребляемая мельницей и вентилятором:

$$N_{\text{общ}} = (115 - 15D) D^3 \text{ кВт}. \quad (7-19)$$

Таблица 7-7

Валковые среднеходные мельницы с горизонтальным столом

Наименование	Размерность	Типоразмер					
		ВСМ 800/610	ВСМ 900/690	ВСМ 1050/800	ВСМ 1150/880	ВСМ 1250/950	ВСМ 1400/1070
Диаметр стола	мм	800	900	1 050	1 150	1 250	1 400
Диаметр вала наибольший	мм	610	690	800	880	950	1 070
Число оборотов стола	об/мин	78,3	78,3	61,5	61,5	61,5	52
Мощности электродвигателя мельницы и вентилятора	квт	75	75	110	155	215	280
Производительность (по тощему углю $K_{\text{ЛО}}^{\text{ВТИ}} = 1,9$, $R_{90} = 12\%$)	т/ч	4,0	6,0	9,5	12,0	16,0	22,0

Соответственно удельный расход электроэнергии на помол и пневмотранспорт равен:

$$\mathcal{E}_{уд} = \frac{N_{общ}}{B}.$$

Быстроходные ударные мельницы разделяются на два основных вида: шахтные и типа мельницы-вентилятора. Ротор быстроходных мельниц вращается с угловой скоростью 750 — 1 500 об/мин.

Шахтная мельница состоит из ротора, кожуха и шахты (рис. 7-26). Топливо подается на вращающийся ротор и размельчается ударами бил. Горячий воздух подводится или по оси (аксиально), или по окружности (тангенциально); в первом случае они обозначаются как ШМА, во втором — ШМТ. Поток воздуха подхватывает мелкие частицы топлива и выносит их в шахту, играющую роль гравитационного сепаратора. Тонкость помола пыли определяется скоростью воздуха в шахте, которая обычно равна 1,5 — 3 м/сек. Крупные частицы выпадают из потока и снова размалываются. Поток воздуха также отвеивает мелкие частицы топлива, поступающего в мельницу. Сушка топлива происходит в процессе его дробления очень интенсивно и практически заканчивается в области ротора.

Готовая пыль может поступать в топку непосредственно из шахты. В этом случае шахта оканчивается амбразурой, представляющей

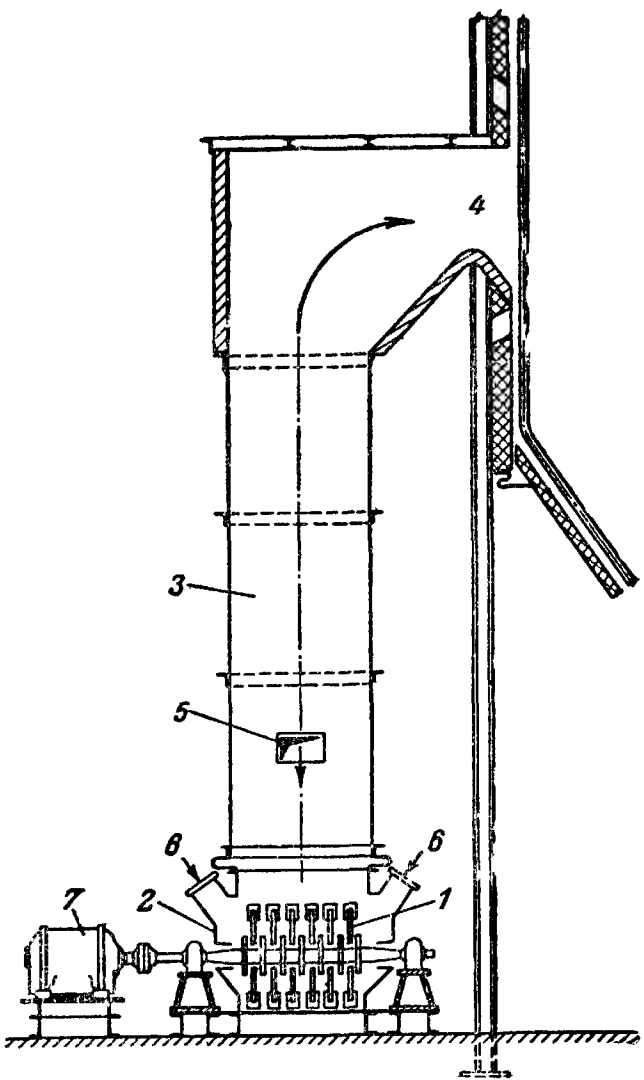


Рис. 7-26. Шахтная мельница.

1 — ротор; 2 — корпус; 3 — шахта; 4 — выход в топку; 5 — поступление топлива; 6 — подвод воздуха; 7 — двигатель.

Таблица 7-8

Характеристика ШМА и ШМТ

Наименование	Размерность	ШМА			ШМТ		
		ШМА 800/391/960	ШМА 1500/1181/730	ШМА 1600/2004/730	ШМТ 1000/470/980	ШМТ 1300/1332/735	ШМТ 1300/2564/735
Диаметр ротора	мм	800	1 500	1 660	1 000	1 300	1 300
Длина ротора по билам	мм	391	1 181	2 004	470	1 332	2 564
Активное сечение ротора	м ²	0,313	1,77	3,33	0,47	1,73	3,34
Число оборотов вала	об/мин	960	730	730	930	735	735
Количество бил в полном комплекте	шт.	21	90	108	24	55	100
Вес мельницы без электродвигателя	т	2,1	7,5	18	3,3	9,5	15
Мощность электродвигателя	квт	30	175	320	40	155	245
Максимальная температура сушильного агента	°С	350	350	450	350	450	450
Производительность по подмосковному углю	т/ч	2,0	11,0	20,0	2,8	10,0	20,0
Удельный расход электроэнергии (подмосковный уголь, R ₉₀ = 55%)	квт·ч/т	4,1	8,2	8,5	4,4	7,6	7,6

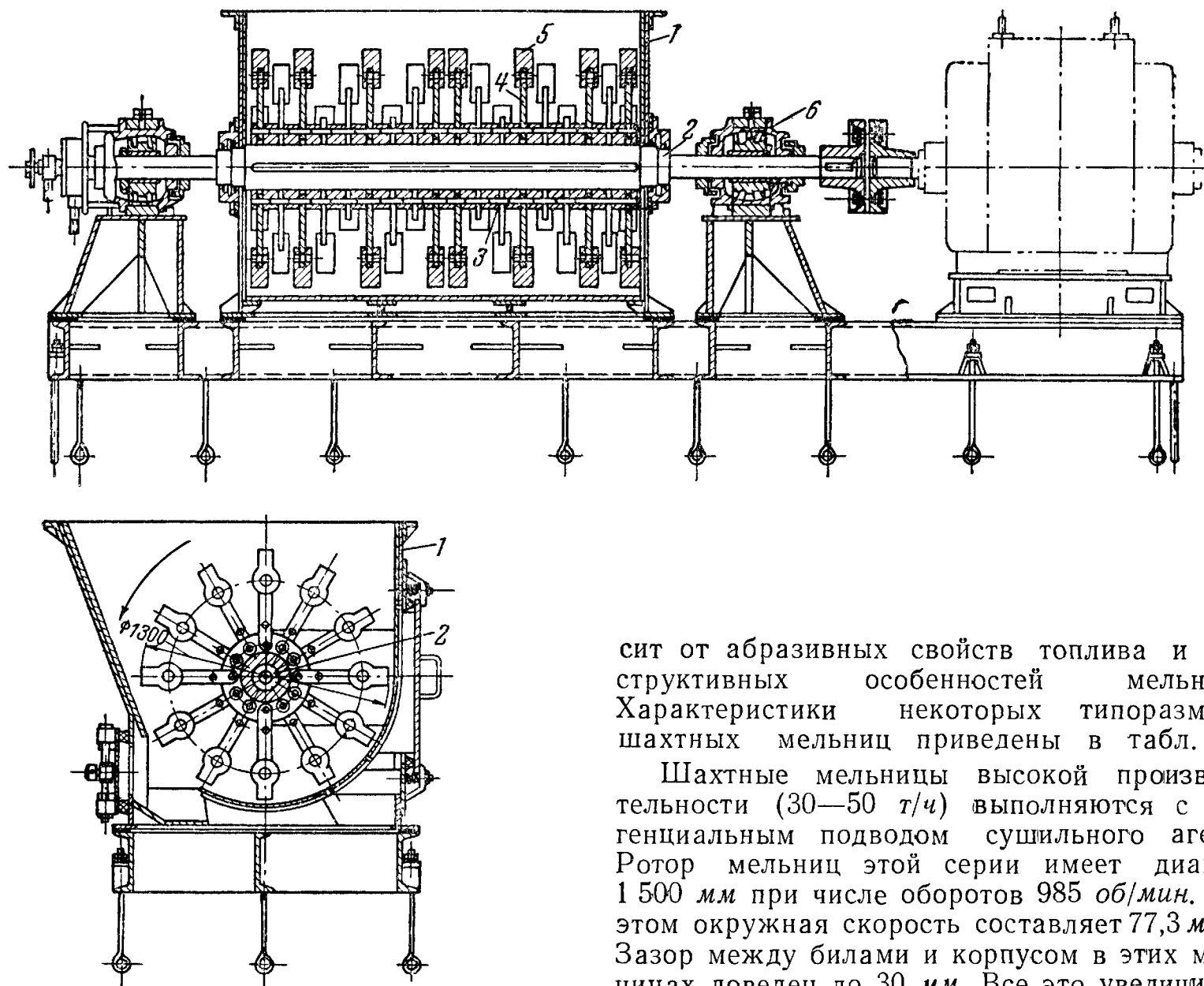


Рис. 7-27. Конструкция ротора и корпуса шахтной мельницы.

1 — корпус; 2 — ротор; 3 — диски; 4 — билодержатели; 5 — била; 6 — подшипники.

собой упрощенную горелку. У котлов большой мощности шахтные мельницы работают под наддувом. Верхняя часть мельницы в этом случае разделяется на два, четыре, шесть пылепроводов, по которым пылевоздушная смесь подводится к горелкам.

Ротор шахтной мельницы состоит из вала, на котором на шпонках укреплены диски (рис. 7-27). К дискам на шарнирах прикреплены билодержатели, с которыми шарнирно соединены била.

У мельниц большой производительности ротор выполняется целым с дисками. Ротор охлаждается водой, прокачиваемой по каналу, высверленному в центре вала.

В результате абразивного действия топлива била изнашиваются, что вызывает необходимость их замены. Степень износа бил зави-

сит от абразивных свойств топлива и конструктивных особенностей мельницы. Характеристики некоторых типоразмеров шахтных мельниц приведены в табл. 7-8

Шахтные мельницы высокой производительности (30—50 т/ч) выполняются с тангенциальным подводом сушильного агента. Ротор мельниц этой серии имеет диаметр 1500 мм при числе оборотов 985 об/мин. При этом окружная скорость составляет 77,3 м/сек. Зазор между билами и корпусом в этих мельницах доведен до 30 мм. Все это увеличивает удельную производительность мельниц и снижает расход электроэнергии на помол. Характеристики ШМТ этой серии, разработанных в ЦКТИ, приведены в табл. 7-9.

Таблица 7-9

Характеристика ШМТ высокой производительности

Производительность по подмосковному углю, т/ч	Типоразмер, мм	Количество бил в полном комплекте, шт.	Мощность электродвигателя, кВт
30	1500/1910	141	100
40	1500/2510	184	130
50	1500/3230	231	165

Расчетный удельный расход электроэнергии на получение пыли подмосковного угля с $R_{90}=55\%$ составляет у них 4—5 кВт·ч/т.

Мощность мельницы N можно подсчитать следующим образом:

$$N = N_{уд} DL \text{ кВт};$$

$N_{уд}$ — удельная нагрузка ротора, кВт/м^2 , которая выбирается согласно табл. 7-10.

Таблица 7-10

Удельная нагрузка ротора

Тип мельницы	об/мин	
	730	960
Аксиальная	50 кВт/м^2	27 кВт/м^2
Тангенциальная	45	27

Удельная мощность обычно составляет $N_{уд} = (1,3 \div 1,4) N_{х.х.}$

Мельница-вентилятор (МВ) состоит из колеса с неподвижными билами, бронированного корпуса и сепаратора (рис. 7-28). Все они совмещены в одном агрегате, что делает эту мельницу компактной.

Сырой уголь подводится со стороны торца мелющего колеса. За счет удара о била уголь измельчается. Пыль из мельницы сушильным газом выносится в сепаратор. Крупные фракции снова попадают на мелющее колесо, а мелкие выносятся потоком газа из сепаратора и под напором газа подаются

к горелкам. Мельница-вентилятор с числом оборотов до 1500 об/мин преодолевает сопротивление тракта и создает напор 150—200 мм вод. ст. В камере мелющего колеса имеет место разрежение, что позволяет подать на сушку топочные газы.

В этом случае интенсивная подсушка угля происходит в шахте, расположенной перед мельницей, за счет топочных газов с высокой температурой (900—1100°С). Температура сушильного агента изменяется путем смешения воздуха и газа. Возможность организации предварительной подсушки угля делает целесообразным применение мельничных вентиляторов для высоковлажных мягких углей с большим выходом летучих. При размоле бурых углей до $R_{90} = 55\%$ и нормальной нагрузке мельницы удельный расход электроэнергии составляет 6—8 $\text{кВт} \cdot \text{ч/т}$ пыли. С уменьшением загрузки мельницы расход

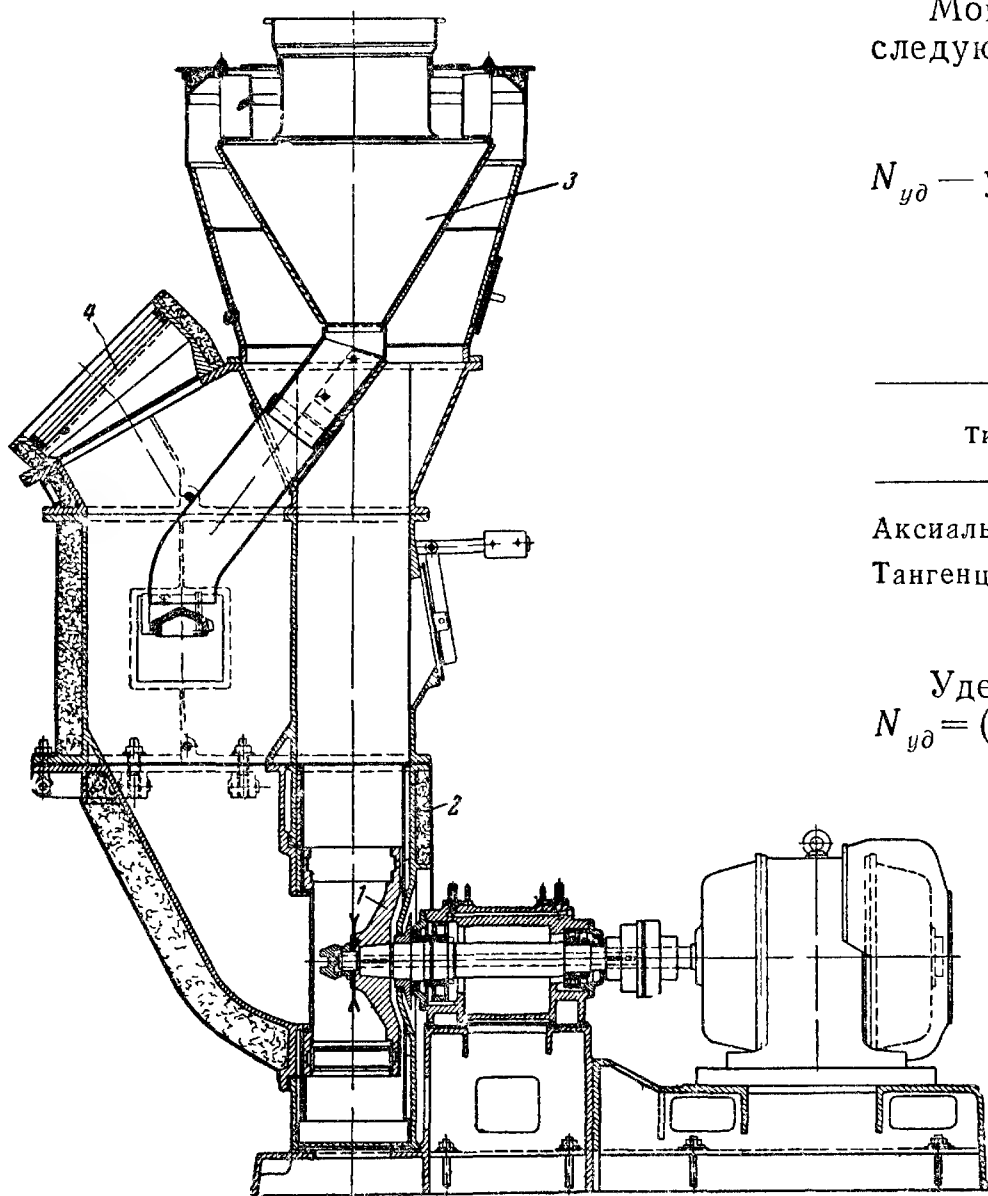


Рис. 7-28. Мельница-вентилятор.

1 — мелющее колесо; 2 — корпус; 3 — сепаратор; 4 — подвод топочных газов и сырого топлива.

Размольная производительность шахтных мельниц подсчитывается по формуле

$$B = \frac{0,255 \cdot 10^{-9} D^{2,65} L n^{3,3} K_{до}^{ВТИ} \Pi_{вл1} \Pi_{вл2}}{\Pi_{др} \ln \frac{100}{R_{90}}} \times \sqrt{1,43 \frac{N}{N_{х.х.}} - 1} \text{ т/ч}, \quad (7-20)$$

где D, L — диаметр и длина ротора, м.

Мощность холостого хода $N_{х.х.}$ может быть определена по формуле

$$N_{х.х.} = 1,25 \cdot 10^{-6} D^{3,4} n^{2,4} L \times \left(0,52 \frac{z}{z_0} + 0,48 \right) \text{ кВт}; \quad (7-21)$$

z_0, z — количества бил в комплекте и установленное.

электроэнергии на помол увеличивается пропорционально снижению производительности. Эти мельницы выполняются производительностью по бурому углю до 25 т/ч.

Выбор типа мельниц производится в зависимости от физических свойств топлива (коэффициент размолоспособности, выход летучих) и мощности котельного агрегата. Выбранная конструкция мельницы должна обеспечить надежную и экономичную работу котельного агрегата при минимальных капиталовложениях.

Шаровая барабанная мельница характеризуется большой начальной стоимостью, значительными габаритами и высоким расходом электроэнергии на помол. Поэтому шаровые барабанные мельницы применяются для трудноразмалываемых топлив и топлив, требующих тонкого помола, ввиду их низкой реакционной способности. К таким топливам относятся антрациты, полуантрациты и некоторые сорта каменных углей с коэффициентом размолоспособности, меньшим $K_{\text{ло}} < 1,2$. Кроме того, эти мельницы применяются для топлив с большим содержанием колчедана $S_{\text{к}}^p = 6—7\%$. ШБМ применяется для котлов с паропроизводительностью, большей 20 т/ч.

Топлива сравнительно мягкие и имеющие значительный выход летучих размалывают в шахтных мельницах. Большой выход лету-

чих позволяет иметь грубый помол. В шахтных мельницах обычно размалывают бурые угли, сланцы и некоторые каменные угли с большим выходом летучих. ШМ применяются для пылеугольных котлов с производительностью, большей 12 т/ч.

Среднеходная мельница наиболее эффективно размалывает каменные угли, обладающие большим коэффициентом трения. Для углей с большой зольностью, $A^c > 30\%$, их не применяют. Эти мельницы устанавливают для котлов с производительностью, превышающей 12 т/ч.

Область рационального применения мельниц в зависимости от свойств топлива представлена в табл. 7-11.

7-6. СИСТЕМЫ ПРИГОТОВЛЕНИЯ ПЫЛИ

Системы приготовления пыли разделяются на центральные и индивидуальные.

В центральных системах приготовление пыли производится в отдельных сооружениях — пылезаводах.

В индивидуальных системах каждая пылеприготовительная установка обслуживает только свой котел с ограниченной возможностью передачи пыли соседним котлам. Сушка топлива и пневмотранспорт готовой пыли в этом случае осуществляются воздухом и газами из котла, на котором установлена пылесистема. Оборудование индивидуальных систем приготовления пыли размещается в здании котельной вблизи котлов.

На современных электростанциях применяются исключительно индивидуальные системы приготовления пыли. Они проще по конструкции, дешевле и позволяют получить пыль при более низкой стоимости. Ниже рассматриваются только индивидуальные системы приготовления пыли.

Схема индивидуальной системы приготовления пыли и ее оборудование зависят от сорта топлива, его влажности, типа мельницы, вида топочного устройства и режима работы котла. Приготовление пыли может производиться по замкнутой и разомкнутой схемам движения сушильных газов. В замкнутой схеме сушильные газы (горячий воздух, топочные газы), пройдя систему пылеприготовления вместе с водяными парами, сбрасываются в котел. В системах пылеприготовления, работающих по разомкнутой схеме, сушильные газы и во-

Таблица 7-11

Выбор типа мельниц

Топливо	Коэффициент размолоспособности $K_{\text{ВТИ}}^{\text{ло}}$	Рекомендуемый тип мельницы	Заменяющий тип мельницы
Антрациты	—	ШБМ	—
Каменные угли и полуантрациты	$\leq 1,1$	ШБМ	—
Отходы обогащения	$\leq 1,2$	ШБМ	—
Отходы обогащения	$> 1,2$	ШБМ	СМ
Каменные угли и полуантрациты	$> 1,1$	СМ	ШБМ
Каменные угли при $V^c > 30\%$	$> 1,2$	СМ	ШМ, ШБМ
Бурые угли	Нет ограничений	ШМ	МВ
Бурые угли с приведенной влажностью $W^p = 15 \div 30$ (при замкнутых схемах пылеприготовления)	То же	МВ	ШМ
Сланец	" "	ШМ	ШБМ

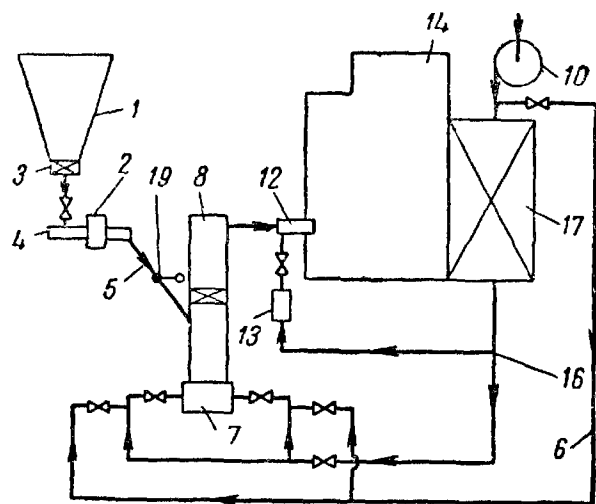


Рис. 7-29. Индивидуальная схема пылеприготовления с шахтной мельницей.

1 — бункер; 2 — автовесы; 3 — шибер; 4 — питатель сырого угля; 5 — течка сырого угля; 6 — присадка холодного воздуха; 7 — мельница; 8 — шахта; 10 — дутьевой вентилятор; 12 — горелка; 13 — короб вторичного воздуха; 14 — котел; 16 — воздухопровод; 17 — воздухоподогреватель; 19 — мигалка.

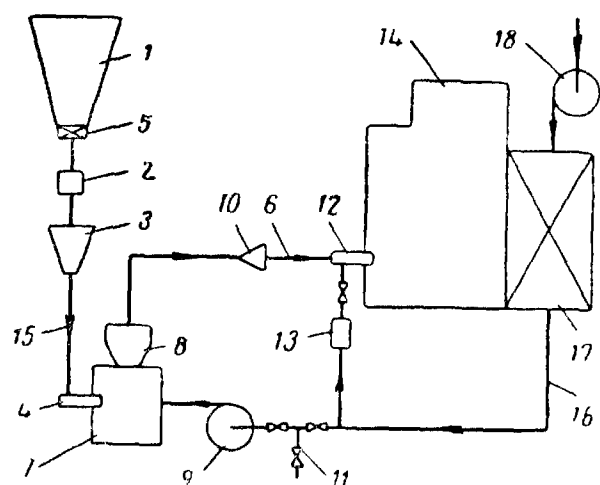


Рис. 7-30. Индивидуальная система пылеприготовления с среднеходными мельницами, работающими под давлением.

1 — бункер; 2 — автовесы; 3 — весовой бункер; 4 — питатель; 5 — шибер; 6 — пылепровод; 7 — мельница; 8 — сепаратор; 9 — вентилятор; 10 — распределитель пыли; 11 — клапан присадки холодного воздуха; 12 — горелка; 13 — короб вторичного воздуха; 14 — котел; 15 — течка угля; 16 — воздухопровод; 17 — воздухоподогреватель; 18 — дутьевой вентилятор.

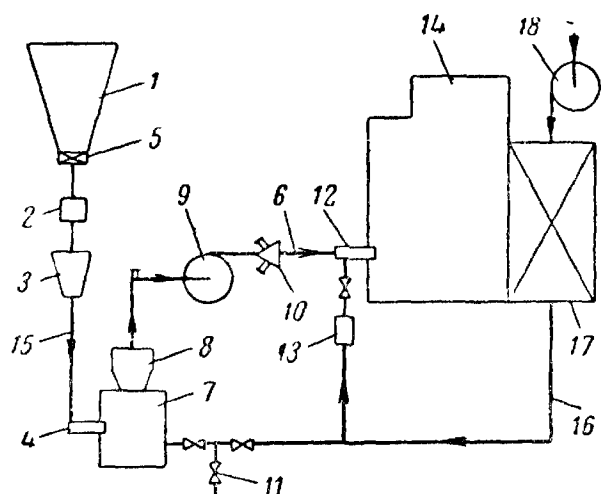


Рис. 7-31. Индивидуальная система пылеприготовления с среднеходными мельницами, работающими под разрежением (обозначения см. рис. 7-30).

данные пары сбрасываются в атмосферу.

Все пылеприготовительное оборудование рассчитывается на давление 3,5 атм, с тем чтобы избежать разрушений при взрыве пыли.

Замкнутые схемы приготовления пыли с прямым вдуванием являются наиболее простыми. В них пыль из мельницы подается непосредственно в горелки котла. В замкнутых схемах с прямым вдуванием используются шахтные, среднеходные мельницы и мелющие вентиляторы.

Замкнутая схема с прямым вдуванием, с аксиальной шахтной мельницей представлена на рис. 7-29. Топливо из бункера сырого угля поступает на питатель сырого угля, при помощи которого регулируется количество угля, подаваемого в мельницу, путем изменения скорости топливоподающего органа. С питателя топливо попадает по течке в мельницу. Для исключения попадания холодного воздуха в мельницу на течке устанавливается шлюзовой затвор с плотным клапаном (мигалка). Сушка и транспортировка пыли проводятся горячим воздухом, поступающим из воздухоподогревателя. Температура воздуха перед мельницей снижается за счет присадки холодного воздуха, отбираемого из напорного короба дутьевого вентилятора. Сушка и размол происходят в мельнице. Угольная пыль поступает из шахты в горелочное устройство, куда подается горячий воздух в качестве вторичного.

Вентиляция мельницы (движение сушильного агента) осуществляется за счет разрежения, создаваемого мельницей, и напора дутьевого вентилятора.

Тонкость помола пыли зависит от скорости сушильного газа в шахте. Не изменяя условия сушки, скорость газа в шахте можно увеличить присадкой холодного воздуха. При температуре горячего воздуха 350—400°С в этой схеме может быть обеспечена подсушка угля с влажностью 30—40%, а фрезторфа до 55%.

В схемах с прямым вдуванием производительность мельниц определяет нагрузку котла. При регулировании производительности котла нагрузка мельниц изменяется путем изменения подачи сырого угля и сушильного агента.

При использовании среднеходных мельниц система с прямым вдуванием несколько усложняется необходимостью установки мельничного вентилятора вследствие повышенного

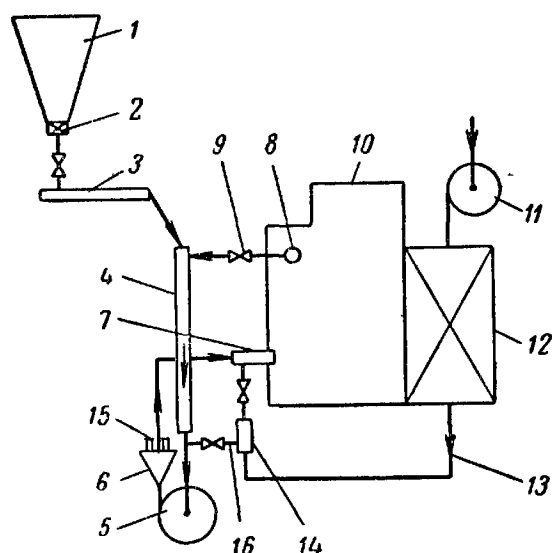


Рис. 7-32. Индивидуальная система пылеприготовления с мельницей-вентилятором.

1 — бункер; 2 — шибер; 3 — питатель; 4 — шахта; 5 — мельница-вентилятор; 6 — сепаратор; 7 — горелка; 8 — газозаборное окно; 9 — шибер; 10 — котел; 11 — дутьевой вентилятор; 12 — воздухоподогреватель; 13 — воздуховод; 14 — короб вторичного воздуха; 15 — взрывной клапан; 16 — воздуховод.

сопротивления мельницы с сепаратором (рис. 7-30). Мельничный вентилятор может быть установлен до и за мельницей. В первом случае мельница находится под давлением, во втором — под разрежением. При установке мельничного вентилятора до мельницы из условия надежности его работы температура горячего воздуха ограничивается величиной 350°C . Кроме того, увеличивается расход электроэнергии на вентиляцию мельницы вследствие увеличенного объема сушильного агента. При установке мельничного вентилятора за мельницей температура сушильного газа определяется конструкцией мельницы и может быть поднята до 700°C . Через мельничный вентилятор проходят сушильные газы, охлажденные в мельнице, что уменьшает расход электроэнергии на вентиляцию. Но при этом имеет место очень сильный износ мельничного вентилятора, поскольку через него проходит угольная пыль.

Схему приготовления пыли со среднеходными мельницами используют для каменных углей и полуантрацитов.

Система приготовления пыли с мельницей-вентилятором представлена на рис. 7-32. Отличительной особенностью ее является установка подсушивающей шахты. Для устранения опасности разрушения системы при взрыве на сепараторе устанавливаются взрывные клапаны, которые при повышении давления сверх допустимого открывают доступ в атмо-

сферу. Эти мельницы обычно устанавливаются вблизи котла.

Системы приготовления пыли с пылевым бункером применяются при использовании шаровых барабанных мельниц.

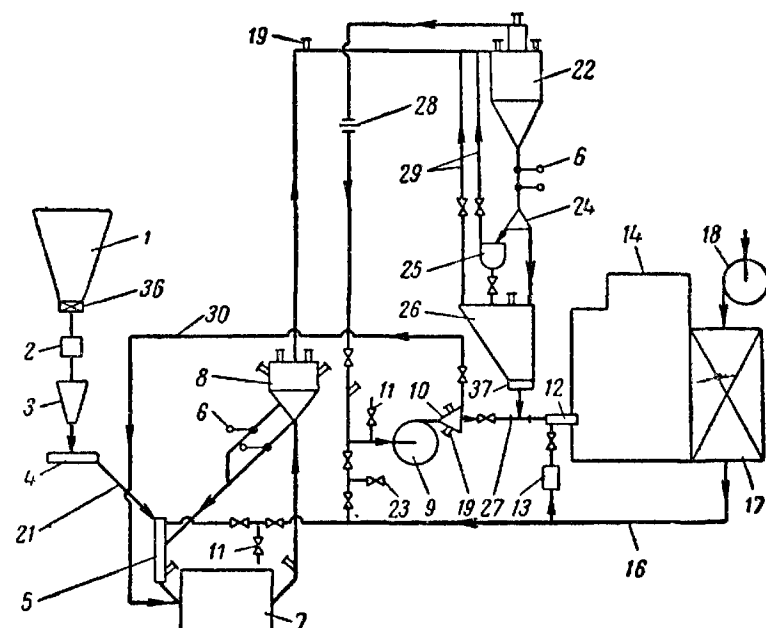


Рис. 7-33. Схема пылеприготовления с пылевым бункером.

1 — бункер; 2 — весы; 3 — весовой бункер; 4 — питатель; 5 — нисходящий короб; 6 — мигалка; 7 — мельница; 8 — сепаратор; 9 — мельничный вентилятор; 10 — короб; 11 — клапан присадки холодного воздуха; 12 — горелка; 13 — короб; 14 — котел; 15 — газопровод; 16 — воздуховод; 17 — воздухоподогреватель; 18 — дутьевой вентилятор; 19 — взрывной клапан; 20 — смеситель; 21 — тетка; 22 — циклон; 23 — клапан; 24 — шибер; 25 — шнек; 26 — пылевой бункер; 27 — смеситель; 28 — шайба; 29 — влагоотсос; 30 — рециркуляция; 36 — шибер; 37 — питатель пыли; 38 — газозаборное окно.

На рис. 7-33 представлена схема, применяемая для топлив, подсушка которых обеспечивается горячим воздухом.

Из бункера сырого угля топливо по течке опускается на весы. После весов топливо поступает на питатель угля, который регулирует подачу топлива в мельницу. Затем топливо попадает в наклонную течку мельницы, в которую подводится горячий воздух. При движении по течке длиной всего 2—3 м влажность топлива уменьшается на 40% и более.

В мельнице, куда поступает уголь с сушильными газами, происходят размол угля и его окончательная подсушка. Пыль газовым потоком выносится из мельницы в сепаратор. Крупные фракции, отделенные в сепараторе, снова направляются в мельницу. Готовая пыль из сепаратора газовым потоком увлекается в циклон, где происходит отделение пыли от газов. Пыль из циклона опускается в бункер готовой пыли, в нижней части которого установлены питатели пыли, дозирующие

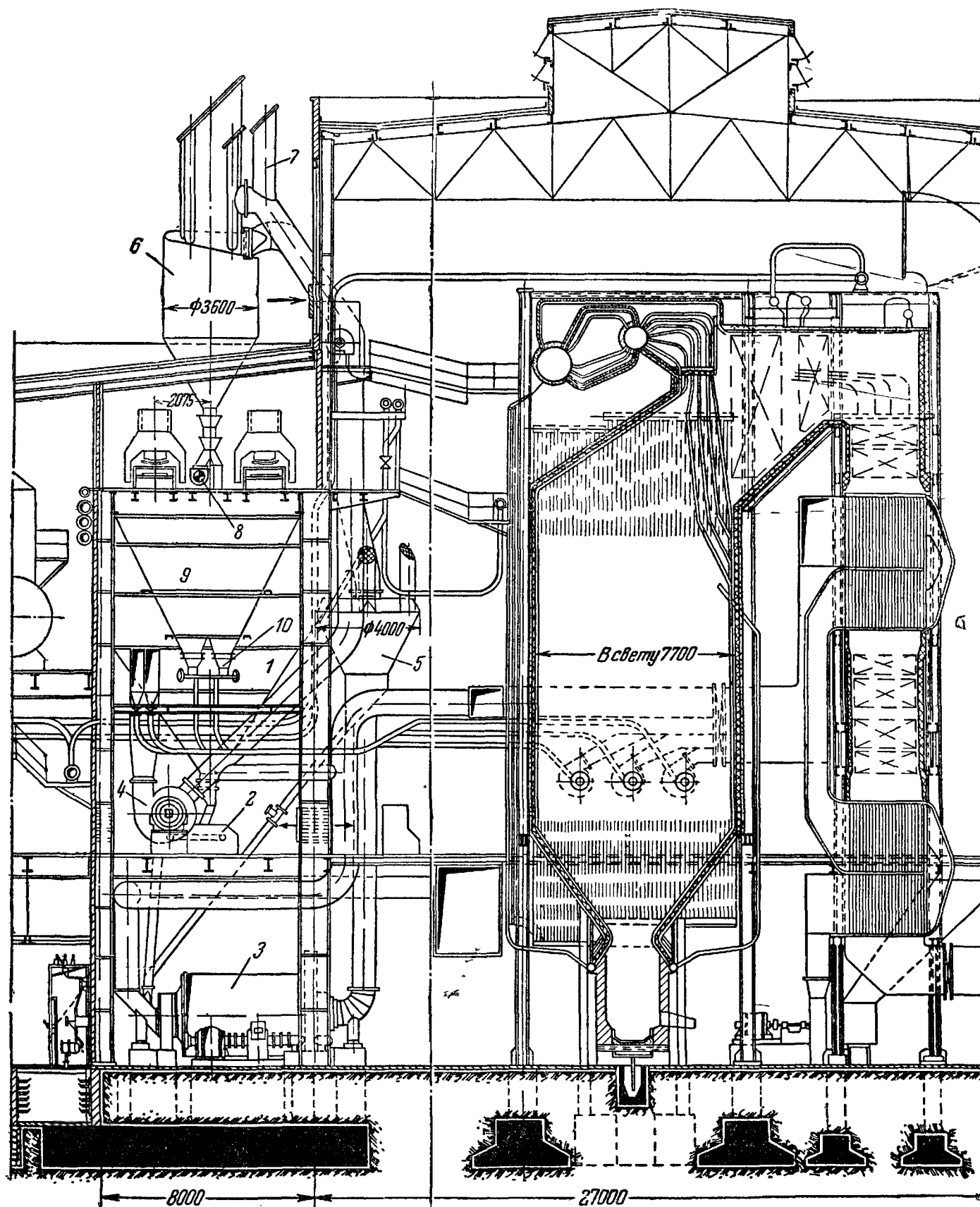


Рис. 7-34. Компонка пылеприготовительного устройства для котла 230 т/ч.

1 — бункер; 2 — питатель угля; 3 — мельница; 4 — мельничный вентилятор; 5 — сепаратор; 6 — циклон; 7 — взрывной клапан; 8 — пылевой шнек; 9 — бункер пыли; 10 — питатели пыли.

шие подачи пыли к горелкам. Сушильные газы отсасываются из циклона мельничным вентилятором и затем с небольшим избыточным давлением транспортируют пыль по трубопроводам к горелкам. Таким образом, тракт пыли состоит из мельницы, сепаратора,

циклона, бункера готовой пыли, питателей пыли и мельничного вентилятора.

В такой системе мельница, циклон, сепаратор находятся под разрежением. Под давлением находятся лишь трубопроводы, по которым транспортируется пыль к горелкам

Готовую пыль из циклона можно передать на шнек, который соединяет несколько систем котельной. При помощи этого шнека при необходимости пыль можно передать к соседним котлам. Компоновка пылеприготовительного устройства для котла 210 т/ч, выполненная по схеме рис. 7-33, показана на рис. 7-34.

Напорный короб мельничного венгилатора соединяется со входной горловиной мельницы линией рециркуляции. Рециркуляцию сушильных газов применяют для увеличения скорости в мельнице. Это бывает необходимым при размалывании сухих углей, так как количество воздуха, потребного для сушки, невелико и скорости в мельнице получаются небольшими, в результате чего из мельницы выдается переизмельченная пыль.

При использовании влажных топлив сушка производится смесью горячего воздуха с газами, отбираемыми из топки (рис. 7-35). В этом случае отпадает необходимость в линии рециркуляции. В остальном эта схема подобна предыдущей.

В системах приготовления пыли, предназначенных для размолла антрацита и полуантрацита, пыль из бункера в горелки подают горячим воздухом. Сушильные газы сбрасываются в топку через сбросные горелки, расположенные выше основных. Для транспортировки пыли требуется воздух с большим напором, чем напор воздуха, идущего на сушку топлива или используемого в качестве вторичного. Поэтому при такой схеме целесообразно выделить часть воздушного подогревателя для работы от специального вентилятора с повышенным напором (рис. 7-36).

По тракту системы приготовления топлива для всех углей, за исключением антрацитов, полуантрацитов и тощих, устанавливаются взрывные клапаны.

В системах с промежуточным бункером имеется определенный запас готовой пыли. Поэтому режим работы мельницы не связан с нагрузкой котла. Они могут работать на полной нагрузке, которая является наиболее экономичной. При малой нагрузке котла излишек пыли будет заполнять емкость бункера или передаваться в соседние системы шнеками. При заполнении бункера мельница может быть остановлена.

Индивидуальная система пылеприготовления с разомкнутым циклом и подсушкой топлива уходящими газами показана на рис. 7-37. Топливо из бункера через питатель угля подается в шахтную мельницу. Сюда же подводится все коли-

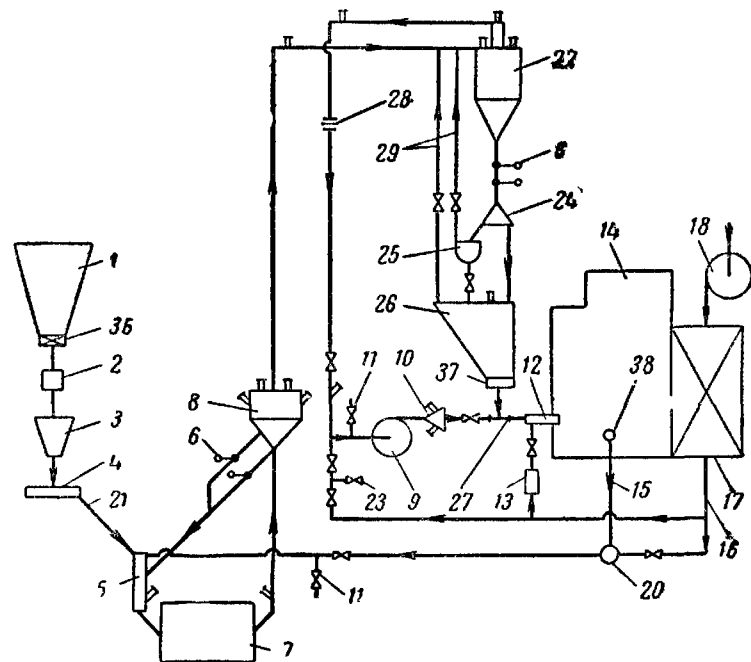


Рис. 7-35. Схема приготовления с пылевым бункером с отбором газа на сушку. (Обозначения см. рис. 7-23).

чество уходящих газов, которые предварительно очищаются от золы. В мельнице происходят размол, подсушка топлива и сепарация готовой пыли от грубых фракций. Готовая пыль увлекается потоком газа и проходит через систему устройств для отделения пыли. Очищенный от пыли газ вместе с водяными парами сбрасывается через дымовую трубу в атмосферу.

Сухая пыль из пылеотделительных устройств опускается в бункер готовой пыли, из которого питателями пыли подается в трубопровод к горелкам. Транспортировка пыли к горелкам осуществляется горячим воздухом.

В системе пылеприготовления уходящие газы охлаждаются до температуры 65—70° С. Это в значительной мере снижает потерю с уходящими газами. Для сушки очень влажных топлив требуется сравнительно высокая температура уходящих газов 250—350° С. Поэтому отпадает необходимость глубокого охлаждения газов в котле, что упрощает и удешевляет конструкцию хвостовых поверхностей нагрева. Подача в топку сухого топлива улучшает процесс сжигания топлива и улучшает его экономичность.

При применении разомкнутого цикла возрастают потери тепла с угольной пылью, не уловленной в очистительных устройствах, к. п. д. которых около 0,98. Наряду с этим через систему приготовления пыли и котел проходит большее количество золы, что увеличивает опасность золового истирания. Система пылеприготовления получается более громоздкой и дорогой. Поэтому применение си-

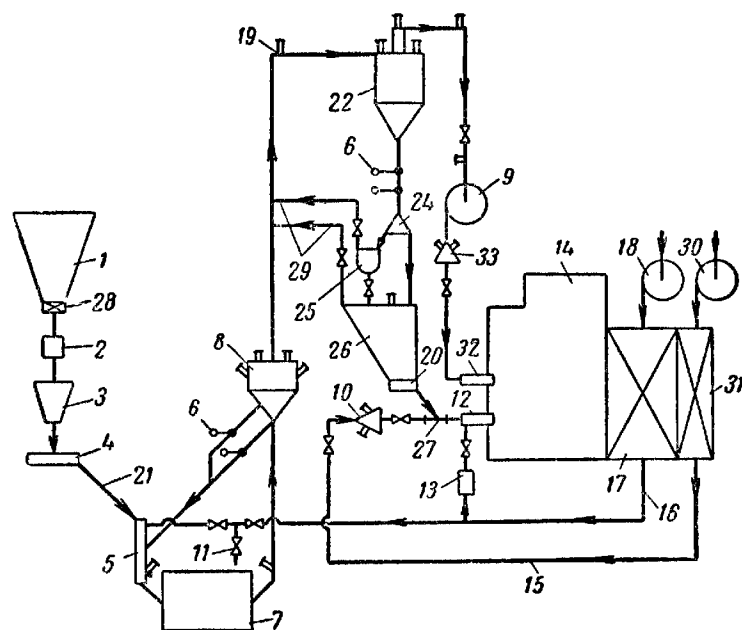


Рис. 7-36. Схема приготовления с промбункером с транспортировкой топлива горячим воздухом.

1—14 — обозначения рис. 7-33; 15, 16 — воздухопроводы; 17 — воздухоподогреватель; 18 — дутьевой вентилятор; 19 — взрывной клапан; 20 — питатель пыли; 21 — течка сырого угля; 22 — циклон; 24 — перекидной шиббер; 25 — шнек; 26 — пылевой бункер; 27 — смеситель; 28 — шиббер; 29 — влагоотсос; 30, 31 — вентилятор и первичный воздухоподогреватель; 32 — сбросная горелка; 33 — короб.

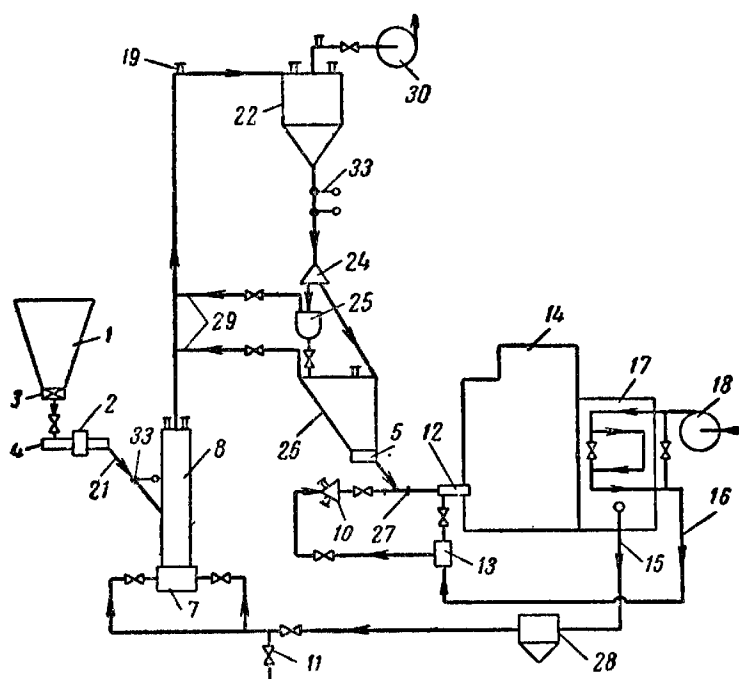


Рис. 7-37. Система приготовления пыли с разомкнутым циклом.

1 — бункер; 2 — автовесы; 3 — шиббер; 4 — питатель угля; 5 — питатель пыли; 7 — мельница; 8 — шахта; 10 — короб первичного воздуха; 11 — клапан; 12 — горелка; 13 — короб вторичного воздуха; 14 — котел; 15 — газопровод; 16 — воздухопровод горячего воздуха; 17 — воздухоподогреватель; 18 — дутьевой вентилятор; 19 — взрывной клапан; 21 — течка сырого угля; 22 — циклон; 24 — перекидной шиббер; 25 — шнек; 26 — пылевой бункер; 27 — смеситель; 28 — золоуловитель; 29 — влагоотсос; 30 — дымосос; 32 — мигалка.

Систем с разомкнутым циклом экономически целесообразно лишь для очень влажных топлив, обычно молодые буры углей с приведенной влажностью $W_{np} > 20\%$.

7-7. ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ПРИГОТОВЛЕНИЯ ПЫЛИ

Элементы систем приготовления пыли включают сепараторы пыли, пылеотделители (циклоны), течи угля и пыли с затворами, бункера угля и пыли с соответствующими порционирующими механизмами (питателями).

Сепараторы пыли, применяемые в системах пылеприготовления, разделяются на три группы: центробежные с неподвижными или поворотными лопатками, центробежные с вращающимися отбойными лопатками, гравитационные (шахтные).

Во многих конструкциях мельниц, как указывалось выше, сепараторы объединены в одну конструкцию с мелющим устройством.

Центробежный сепаратор с поворотными лопатками состоит из двух конусов, расположенных один в другом (рис. 7-38).

Пылевоздушный поток подводится к сепаратору со скоростью 15—20 м/сек. В сепараторе его скорость снижается до 5—6 м/сек, в результате чего выпадают наиболее крупные частицы топлива, которые снова отводятся в мельницу по течке, присоединенной к нижней части сепаратора. Далее пылевоздушный поток по кольцевой полости поднимается вверх и проходит через окна во внутренний конус. Эти окна образованы тангенциально расположенными поворотными лопатками. Проходя через лопатки, поток закручивается. В результате действия центробежных сил крупные частички топлива отделяются и падают в сборник недомолотой пыли внешнего конуса. Работа сепаратора регулируется положением лопаток. Готовая пыль отводится по центральной трубе.

Качество работы сепаратора определяется насколько полно он выделяет тонкие фракции из потока пыли. Существующие конструкции сепараторов наряду с крупными фракциями частично выделяют тонкую пыль и возвращают ее на дополнительный помол. Это приводит к переизмельчению пыли и увеличению расхода электроэнергии на помол.

В сепараторах с вращающимися отбойными лопатками крупные частицы пыли отбиваются лопатками и выпадают на мелющее устройство (рис. 7-39). Отсепарированная пыль направляется к горелкам. Изменением числа оборотов лопаток регулируется тонкость помола.

Циклонные пылеотделители используются для выделения пыли из потока, в системах приготовления пыли с промежуточным бунке-

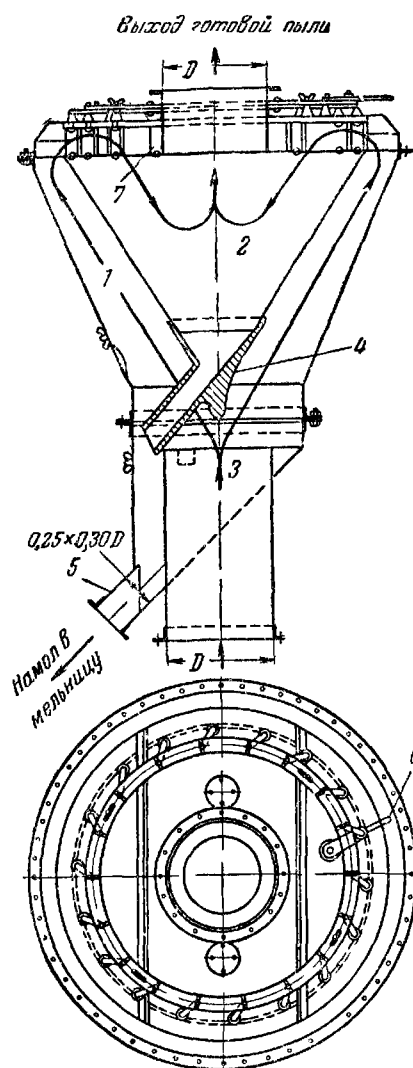


Рис. 7-39. Сепаратор с вращающимися лопатками.

1 — корпус сепаратора; 2 — вращающиеся лопатки; 3 — приводные шестерни; 4 — пыль из мельницы; 5 — возврат в мельницу; 6 — готовая пыль.

Рис. 7-38. Сепаратор пылеугольный.

1 — внешний конус; 2 — внутренний конус; 3 — вход аэропыли; 4 — точка возврата; 5 — спуск недомолотой пыли; 6 — рычаг для изменения положения лопаток; 7 — регулирующие лопатки.

ром. В циклоне улавливается около 85 — 90% пыли, остальные 15 — 10% особо мелкой пыли находятся в сушильных газах и с ними вводятся в толку.

Циклон является центробежным пылеотделителем (рис. 7-40). Запыленный поток сушильных газов со скоростью 18 — 22 м/сек поступает в патрубок, расположенный по отношению к корпусу тангенциально. Закрученный поток движется по винтовой линии к конусному днищу циклона. Центробежными силами частицы пыли прижимаются к корпусу и выпадают вниз. Дополнительная сепарация пыли происходит при повороте потока в центральную отводную трубу. Лопатки, установленные на отводной трубе, обеспечивают плавный вход потока в нее.

В системах приготовления пыли с разомкнутым циклом улавливание пыли из сушильных газов необходимо организовать с высоким к. п. д., 98 — 99%, в противном случае потери топлива будут чрезмерно большими. В этом случае применяют батарейные трубчатые пылеотделители с элементами малого диаметра (рис. 7-41). Запыленный поток поступает в корпус пылеуловителя и затем разбивается на отдельные струи, проходящие

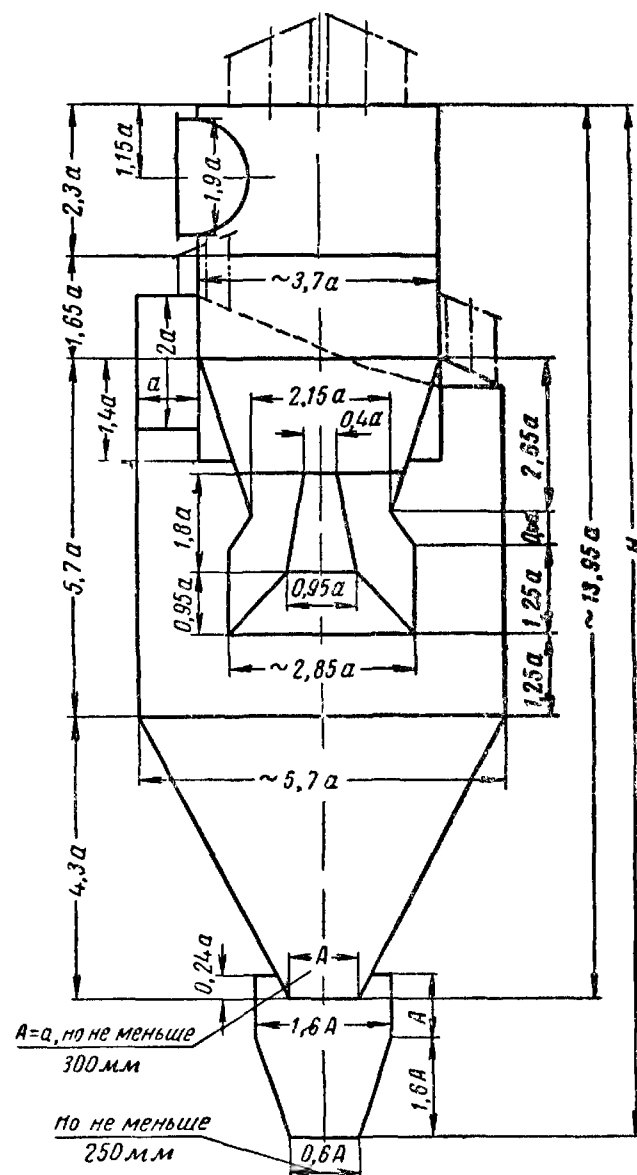


Рис. 7-40. Циклон.

параллельно по батарее элементов; каждый элемент имеет кольцевой зазор с винтовой вставкой. Винт придает потоку вращательное движение, за счет чего пыль прижимается к стенке внешней трубы и спускается в пылевой сборник. Очищенный поток поворачивает и по внутренним трубкам поступает в камеру. Эти пылеотделители имеют большее гидравлическое сопротивление, чем циклоны. Обычно трубчатые пылеотделители устанавливают в две ступени, что позволяет получить суммарный к. п. д. 98%.

В системе приготовления пыли уголь и пылегазовая смесь перемещаются по течкам и пылепроводам, которые выполняются из листового железа по большей части круглого сечения. В ряде элементов используют сварные стандартные трубы. Пылепроводы и течки угля соединяют отдельные элементы пылеприготовления с разным давлением протекающего по ним газа. Для устранения присосов устанавливают простейшие автоматические клапаны для периодического выпуска угля или пыли в область другого давления.

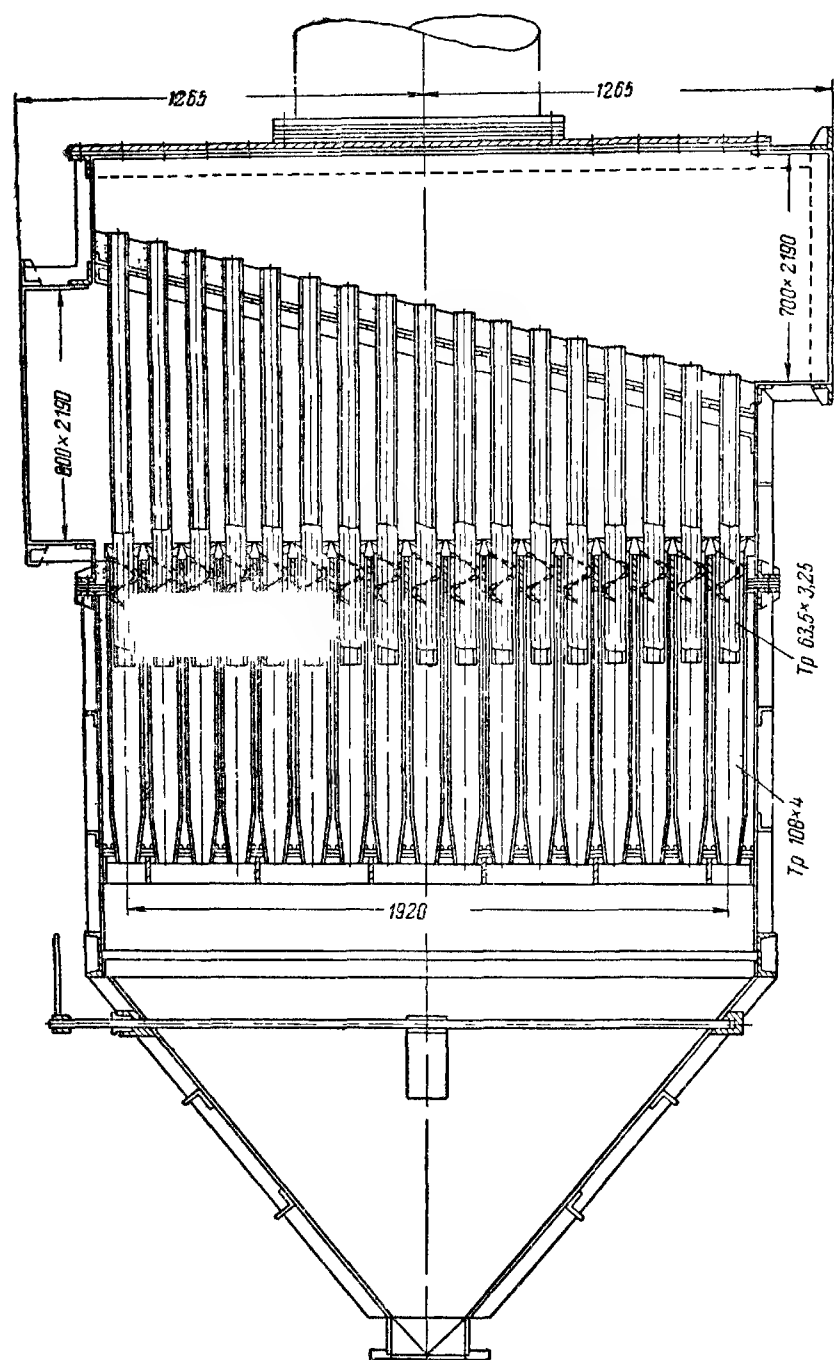


Рис. 7-41. Трубчатый пылеуловитель.

Эти качающиеся клапаны называются мигалками.

На рис. 7-42 показана мигалка с наклонным расположением закрывающего клапана. Клапан мигалки рычагом с грузом прижимается к косому срезу внутренней трубы. Клапан открывается под действием веса топлива. После спуска его клапан закрывается. Для лучшего уплотнения ставят последовательно две мигалки.

Лучшая плотность и более равномерная подача пыли обеспечиваются конусными мигалками (рис. 7-43). В этой конструкции клапан выполнен в виде конуса, свободно посаженного на иглу рычага с грузом. Под действием веса топлива открывается кольцевая

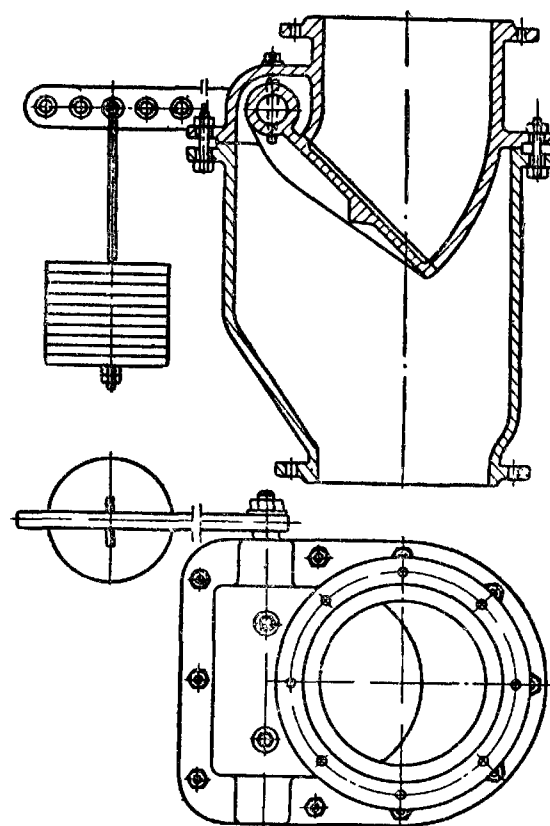


Рис. 7-42. Затвор клапанный (мигалка).

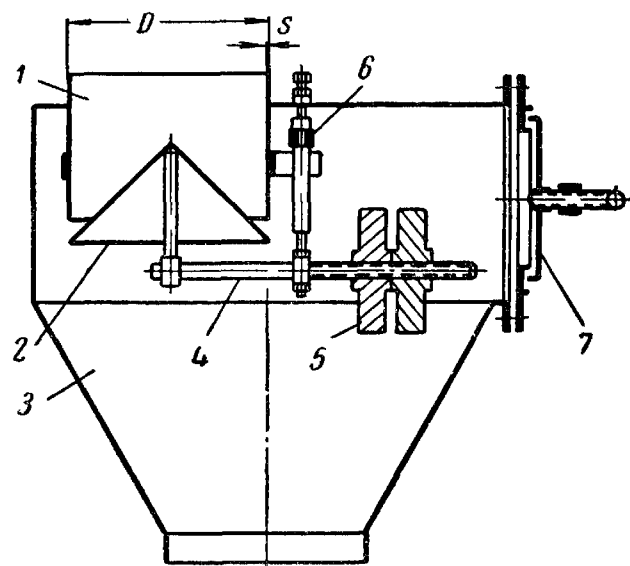


Рис. 7-43. Конусная мигалка ВТИ.

1 — пылепровод; 2 — конусный клапан; 3 — корпус; 4 — рычаг;
5 — груз; 6 — опора с призмами; 7 — крышка люка.

щель, по которой ссыпается топливо. При ссыпании топлива его слой уплотняет трубопровод и не дает возможность перетоку газа из одной области в другую.

В системах с промежуточным бункером пыль в трубопровод к горелкам подается питателями пыли, которые должны обеспечить заданный расход топлива. Расход топлива регулируется изменением числа оборотов питателя.

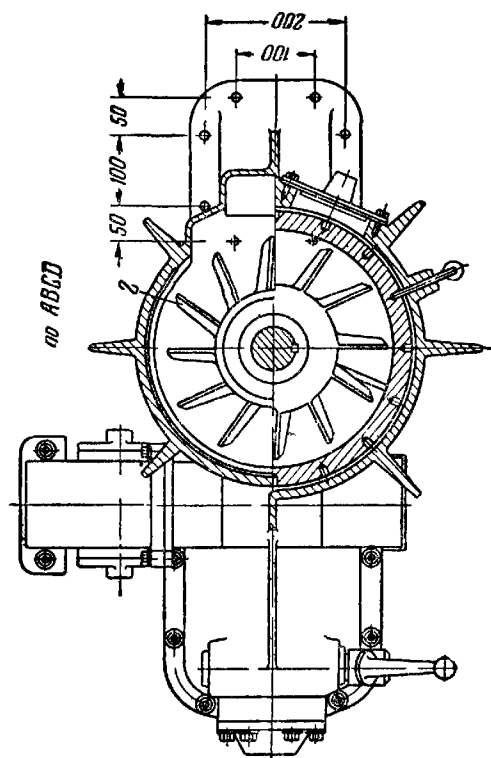
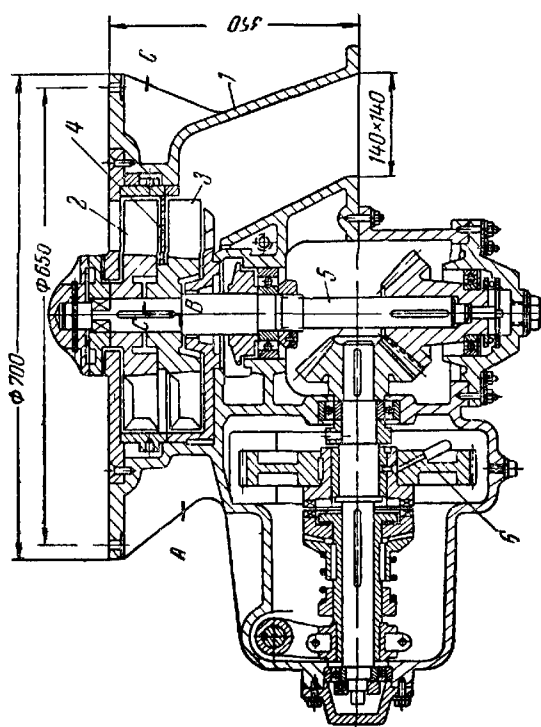


Рис. 7-45. Шнековый питатель пыли.

Точность порционирования расхода пыли зависит от свойств пыли и конструкции питателя и бункера. Пыль в бункере может застревать, чем нарушается ее поступление в приемную часть питателя пыли. При большой высоте слоя пыли (4—5 м) и круто наклоненных стенках бункера этого не происходит.

Применяются в основном питатели двух типов: лопастные и шнековые.

Лопастной питатель состоит из двух дис-

ков с промежуточной доской. Установка двух дисков с промежуточной доской позволяет создать хорошую плотность и исключить самопроизвольный переток пыли. Эти питатели применяются для пыли каменных углей и антрацитов с влажностью, не превышающей 10—12%.

В шнековом питателе подача пыли осуществляется вращающимся шнеком (рис 7-45). При выполнении шнека с постоянным объемом ячеек между лентами винта пыль из

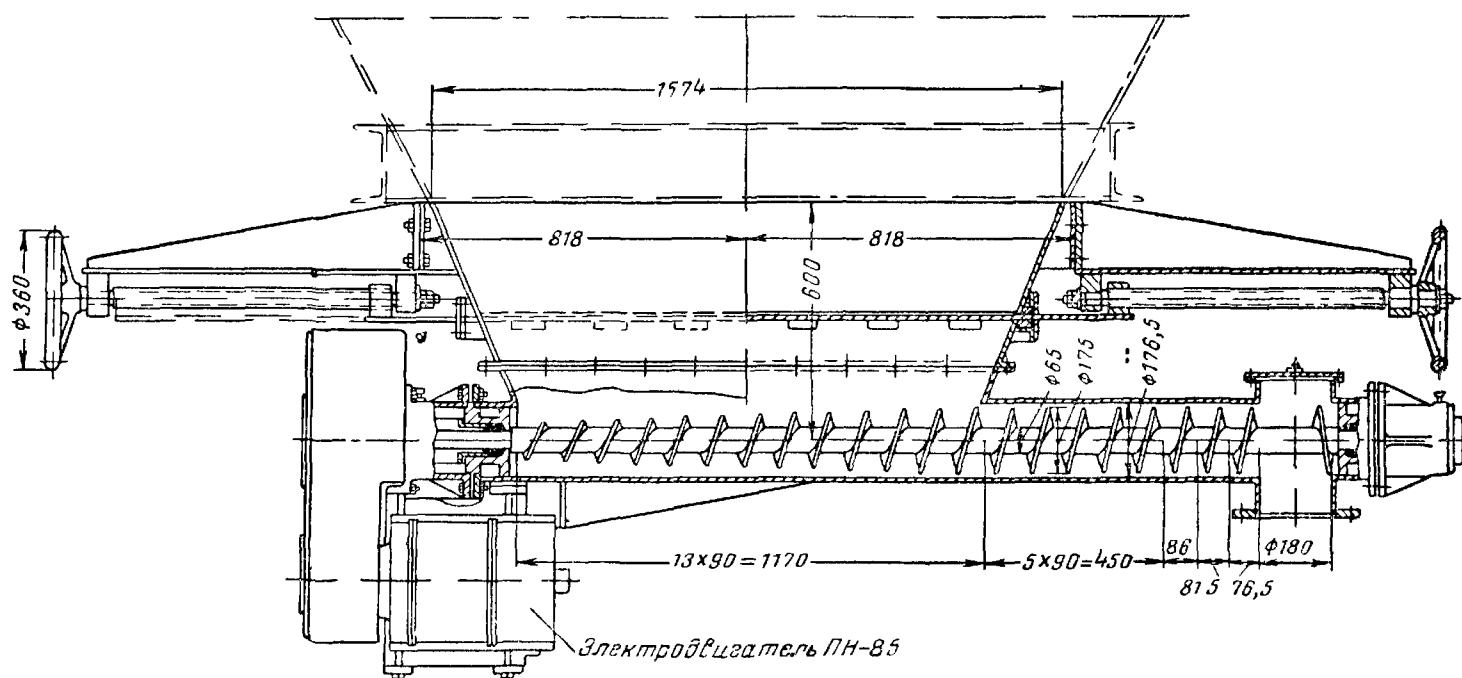


Рис. 7-46. Шнековый питатель пыли МЭИ — Мосэнерго.

ков, укрепленных к приводному валу (рис. 7-44). Между дисками с лопастями находится промежуточная доска с окном, расположенным под углом в 180° по отношению к окну верхней крышки. Пыль из бункера поступает через окно верхней крышки в ячейки между лопастями диска, при повороте которого она ссыпается через окно промежуточной доски в ячейки второго диска. При дальнейшем повороте второго диска на 180° пыль ссыпается в приемный патрубок, присоеди-

бункера отбирается неравномерно, особенно при малой высоте слоя пыли в бункере. Для лучшего использования сечения бункера при отборе пыли приемный патрубок увеличивают, а шнек делают ступенчатым (рис 7-46). При такой форме шнека пыль отбирается из бункера по всей длине приемной части шнека.

Шнековые питатели пыли используются для подачи бурых углей, имеющих значительную влажность.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

КАМЕРНЫЕ ТОПКИ

8-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Как всякое топочное устройство, камерная топка должна обеспечивать высокую полноту сгорания топлива при возможно меньшем коэффициенте избытка воздуха α_m .

Для топлив, содержащих заметное количество относительно легкоплавких минеральных

примесей, необходимо также охлаждение в топочной камере газообразных продуктов сгорания до температуры, обеспечивающей затвердевание уносимой ими летучей золы.

Часть золы, выпадающей в топке, должна бесперебойно удаляться из топочной камеры и не отлагаться в заметных количествах на радиационных поверхностях нагрева.

Совершенство камерной топки как любого технического устройства определяется также начальной стоимостью самой топки и обслуживающих ее устройств и затратами на эксплуатацию.

Поэтому существенно, чтобы работа камерной топки происходила при умеренном удельном расходе энергии на приготовление топлива к сжиганию, а также на подачу его и воздуха в топочную камеру и удаление из последней газов и шлака.

Расходы на ремонт в современных камерных, полностью экранированных топках при нормальных условиях невелики, и сами топки не требуют каких-либо сложных и дорогих устройств и механизмов. Основным фактором, определяющим начальную стоимость камерной топки, являются габариты топочной камеры. В современных котлоагрегатах эти габариты очень велики и в значительной степени определяют габариты всего котельного агрегата и здания котельной. Стоимость топочной камеры сильно повышается с увеличением ее габаритов, так как при этом возрастает поверхность стен топки, т. е. стоимость обмуровки, тепловой изоляции, обшивки, каркаса и т. п.

Поэтому весьма существенным является сокращение удельных габаритов топочной камеры, т. е. увеличение теплонапряжения топочного объема BQ_n/V_m ккал/м³·ч. Для твердых топлив, кроме этого, значительную роль играет стоимость системы пылеприготовления и ее габариты, а также расходы на ремонт и замену изнашиваемых частей в системе пылеприготовления. Эти расходы приходится учитывать при оценке эффективности топки, так как они зависят от принятой тонкости пыли, которая сказывается на полноте сгорания и допустимой по условиям сгорания нагрузке топочного объема.

В вихревых (циклонных) топках достигается высокая форсировка топочного объема при сжигании очень грубой пыли и даже просто дробленого угля, но для этого значительно увеличивается напор подаваемого в топку воздуха и, следовательно, затраты энергии на привод дутьевого вентилятора. Даже в топках для сжигания жидкого топлива для достижения больших форсировок объема и при этом полного сгорания требуется увеличение напора воздуха перед горелками, т. е. увеличение удельного расхода энергии на дутье.

Вместе с тем, естественно, принимают все

меры для хорошей организации аэродинамики топки, обеспечивающей возможно более полное использование данного топочного объема. Аэродинамика топки играет громадную роль также и в части обеспечения равномерного смешения топлива и воздуха, а следовательно и возможности работы с малым избытком его при полном сгорании. Надлежащая организация аэродинамики топки обеспечивает также быстрый прогрев и воспламенение поступающего в топку топлива. Наконец, при сжигании зольных топлив правильная организация потоков в топке исключает интенсивное омывание горячими газами, несущими незастывшую золу, экранированных поверхностей и тем самым предотвращает их интенсивное шлакование.

Очень сильное влияние на профиль камерной топки для твердого топлива оказывает та или иная организация удаления шлака из топочной камеры.

При сухом шлакоудалении температура в зоне выпадения шлака (нижняя часть топочной камеры) должна быть достаточно низкой для обеспечения полного застывания шлака.

При жидком шлакоудалении эта температура должна быть достаточно высокой, чтобы обеспечить не только расплавление шлака, но и его перегрев до температуры, при которой он будет легкоподвижным (вязкость около 100 пз).

В топках с жидким шлакоудалением доля шлака, остающегося в топке, естественно, выше, чем при сухом шлакоудалении; ее можно еще увеличить путем соответствующей организации аэродинамики топки, обеспечивающей отбрасывание частиц золы на стекающую по стенкам пленку жидкого шлака. В настоящее время имеются топки, улавливающие до 80—90% и более всей золы. В них сильно уменьшены износ летучей золой конвективных поверхностей нагрева и загрязнение уходящих газов.

Однако зола, отводимая из топки в жидком виде, уносит довольно много тепла, эффективное использование которого пока еще не освоено.

В ряде случаев жидкий шлак используется для получения тех или иных строительных материалов, и тогда их стоимость может с лихвой окупить потери тепла.

Во всех камерных топках желательна установка автомата зажигания, предотвращающего возможность взрыва топливо-воз-

душной смеси в камере в случае обрыва факела и заполнения топки смесью взрывоопасной концентрации. Такой автомат состоит из поджигающего устройства обычно в виде спирали, накаляемой электрическим током. Это устройство выдвигается в топку и воспламеняет факел вспомогательной небольшой газовой горелки. В качестве датчика импульса для включения «зажигалки» и подачи газа на вспомогательную горелку обычно применяется фотоэлемент, срабатывающий при резком уменьшении излучения факела из топки.

При отсутствии такого автомата или его неисправности возможен все же взрыв топливо-воздушной смеси, сопровождающийся резким увеличением объема газов, заполняющих топку. Во избежание значительного повышения давления в камерных топках устраивают взрывные клапаны большого сечения для организованного отвода газов из топочной камеры.

Аналогичные клапаны устанавливаются и в газоходах.

8-2. ТОПКИ ДЛЯ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА

Основное газообразное энергетическое топливо — природный газ содержит очень мало минеральных примесей. Поэтому топки, предназначенные для сжигания его, не снабжаются какими-либо устройствами для вывода шлаков из топочной камеры.

Искусственное газообразное топливо — газ, получаемый в доменном процессе или посредством подземной газификации угля, содержит довольно много взвешенных минеральных частиц, однако эти частицы относительно легко выделяются и обычно такой газ поступает на электростанцию очищенным. Остаточное содержание золы после очистки невелико, и поэтому топки для сжигания искусственного газа (без примеси пылевидного топлива) также не снабжаются системой шлакоудаления.

Сам процесс сжигания газообразного топлива протекает как гомогенный, и поэтому в нем отсутствует ряд фаз, характерных для горения твердого топлива (выделение летучих, газификация кокса, шлакообразование). Газ не требует и какой-либо подготовки топлива перед сжиганием.

Процесс сжигания газообразного топлива складывается всего из трех стадий: смесеобразование, подогрев и собственно горение. В ряде

случаев применяется смешение газа с воздухом до подачи его в горелку; в этом случае в топке имеют место только подогрев смеси и ее сгорание (горелки с предварительным смешением). В других случаях применяются горелки, из которых газ и воздух выходят в топку раздельно, и образование горючей смеси происходит уже в топочной камере путем турбулентной диффузии (диффузионные горелки). Иногда применяются горелки промежуточного типа.

Горелки с предварительным смешением работают на подготовленной до поступления в горелку горючей смеси газа и воздуха с небольшим коэффициентом избытка последнего (порядка 1,05—1,1). Таким образом, горение протекает в сплошной однородной среде при постоянном избытке воздуха. Смесь должна поступать из такой горелки в топку со скоростью, превышающей скорость нормального распространения фронта пламени. При этом на выходе из горелки образуется факел, фронт горения которого, возникающий в результате равновесия между нормальной скоростью распространения горения $w_{нор}$ и нормальной составляющей скорости потока $w_{пот} \cdot \cos \varphi$, будет иметь форму конуса. Величина поверхности этого конуса будет зависеть от тепловой мощности горелки и характеристики горючей смеси. При большой мощности горелки высота конуса (длина факела) может получиться значительной. Ее можно уменьшить, разделив поток на большое число каналов малого сечения, каждый из которых образует свой конус горения.

Из числа горелок с предварительным смешением в энергетических котлоагрегатах применяются так называемые туннельные горелки. Такая горелка (рис. 8-1) представляет собой систему выложенных из огнеупорного материала щелевидных каналов («туннелей»), в которую подается газоздушная смесь.

Во время работы стенки туннелей раскаляются и играют роль первичного воспламенителя, стабилизирующего процесс горения. Значительная часть топлива сгорает в самих туннелях при очень высоком тепловом напряжении объема горения $BQ_n/V_{тун}$ (до $50 \cdot 10^6$ ккал/м³·ч). Остальная часть горючей смеси сгорает сразу у выхода из туннелей, не образуя мощного факела пламени; поэтому такие горелки часто называются беспламен-

ными. Эти горелки обеспечивают хорошую полноту сгорания при малых избытках воздуха и не требуют для завершения сгорания сколько-нибудь значительного объема топочной камеры. Это имеет особое значение при сжигании таких энергетических газообразных топлив, как доменный газ или газ подземной газификации углей, так как эти газы очень сильно забалластированы инертными газами и в обычных условиях дают длинный факел и недостаточно полное сгорание.

У старых котлов малой мощности с небольшим объемом топочной камеры туннельные горелки применяются и для естественного метанового газа.

Горелки с предварительным смешением, не требуя значительного объема топки, сами по себе имеют значительные габариты. Это объясняется малыми выходными скоростями смеси и большой длиной смесительного устройства, особенно при горелках значительной единичной мощности. Такие горелки используют обычно лишь для котлов небольшой производительности.

Для более крупных котлов, работающих на бедном газе, применяют короткопламенные горелки, в которых смешение газа и воздуха происходит в форкамере самой горелки.

Одна из таких горелок изображена на рис. 8-2. Эта горелка имеет производительность $(10-12) \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ по доменному газу с теплотой сгорания около $1000 \text{ ккал}/\text{м}^3$, т. е. обеспечивает выработку около $15 \text{ т}/\text{ч}$ пара на горелку. Как видно из рисунка, доменный газ подводится по четырем каналам высотой примерно 500 мм и шириной 70 мм ; для усиления эжекции воздуха газом ширина газовых каналов на выходе уменьшена до 50 мм , что дает выходную скорость газа при номинальной нагрузке порядка $35 \text{ м}/\text{сек}$.

Воздух подается подогретым, его скорость в месте смешения составляет (при $t_{\text{г.с.}} \approx 250^\circ \text{С}$) около $6 \text{ м}/\text{сек}$. В этих условиях требуемый напор газа перед горелкой составляет около 200 мм вод. ст. , а воздуха — около 25 мм вод. ст. . Горелки дают короткий факел (порядка 2 м) и могут работать при коэффициенте избытка воздуха около $1,05$ с химическим недожогом $q_3 \approx 0,1\%$.

Практически избыток воздуха колеблется в известных пределах даже при наличии автомата соотношения газ — воздух.

Поэтому в эксплуатации целесообразно поддерживать средний коэффициент избытка

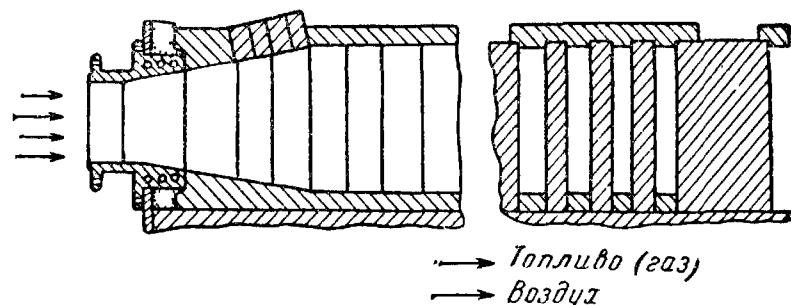


Рис. 8-1. Туннельная (щелевая) горелка для низкокалорийного газа.

воздуха повышенным ($\alpha_{\text{ср}} \approx 1,1$); даже при этом $q_3 = 0,5-1,0\%$.

Доменный газ содержит некоторое количество легкоплавкой пыли, которая образует в туннелях жидкий шлак; для его стекания горелки должны быть наклонены под углом $10-15^\circ$ вниз.

Горелки с предварительным смешением позволяют иметь очень малый объем топочной камеры. Однако в мощных котлоагрегатах и при использовании таких горелок целесообразно иметь относительно развитый топочный объем в качестве экранированной камеры охлаждения. Это объясняется тем, что при высоких температурах (выше 1200°С) передача тепла излучением газов, заполняющих топочный объем, более эффективна, чем передача тепла конвекцией в пучках труб.

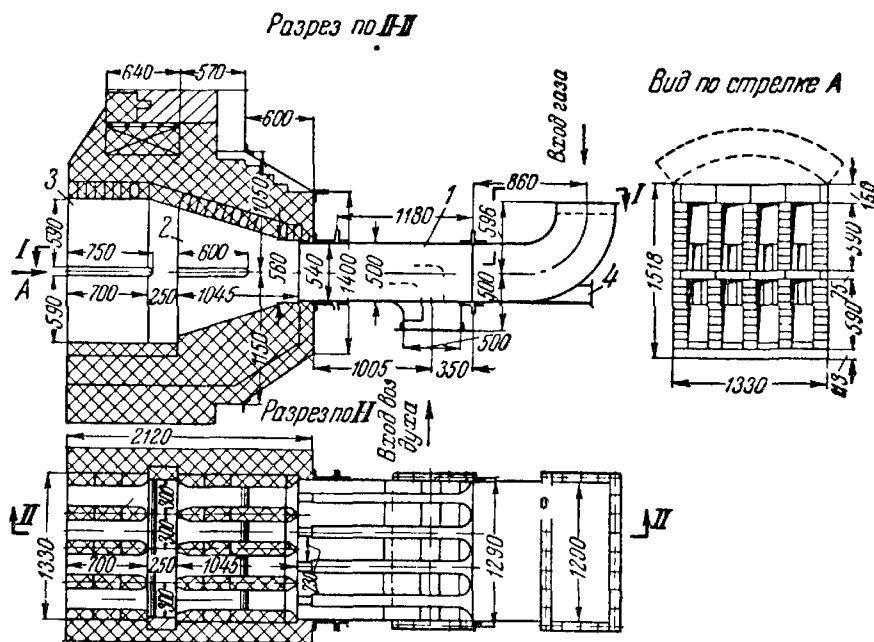


Рис. 8-2. Короткопламенная газовая горелка большой мощности.

1 — смеситель; 2 — форкамера; 3 — туннели.

Вместе с тем в энергетических котлах, работающих на газе, обычно предусматривается сжигание мазута в качестве резервного топлива. Поэтому они обычно снабжаются топочной камерой, рассчитанной на охлаждение газов до t_m'' примерно $1\ 200^\circ\text{C}$ при BQ_n^p/V_m не выше $250\ 000\ \text{ккал/м}^3\cdot\text{ч}$.

В ряде случаев предусматривается возможность перевода таких котлов и на твердое топливо. Тогда камера сгорания выбирается больших размеров для обеспечения сжигания угольной пыли и охлаждения продуктов сгорания ниже температуры шлакования.

В мощных топочных камерах ($BQ_n^p/V_m \approx 250\ 000\ \text{ккал/м}^3\cdot\text{ч}$) газ вполне успешно сжигается и при помощи диффузионных горелок с малым сопротивлением по газу и воздуху. Эти последние не требуют предварительного смешения газа и воздуха и допускают большие скорости выхода газа и воздуха в топку. При применении таких горелок отпадают огнеупорные туннели значительного суммарного сечения, требующие при вы-

сококалорийном газе огнеупора высокого качества и сравнительно частого ремонта.

Наконец, диффузионные горелки легко конструируются как смешанные газомазутные, допускающие эффективное сжигание и газообразного и жидкого топлива (а если это нужно, и пылевидного твердого).

Поэтому в мощных котлоагрегатах, сжигающих либо природный газ, либо доменный газ и угольную пыль, применяют обычно горелки диффузионного или смешанного типа.

В диффузионных горелках газ и воздух подаются в топку отдельно и смешение газа и воздуха происходит в самой топочной камере. При этом обычно воздух до смешения с газом успевает подогреться до температуры, достаточной для интенсивного горения; поэтому процесс горения происходит весьма быстро и фронт горения, т. е. зона диффузионного горения, разделяющая области смеси горючего с окислителем (воздухом) и смеси продуктов горения с избыточным воздухом, является весьма тонким слоем.

В горелках промежуточного типа смешение частично осуществляется в самой горелке и из нее в топку входит поток воздуха, пронизанный отдельными струями смеси, богатой газом.

Примером горелки промежуточного типа может служить изображенная на рис. 8-3 горелка Мосэнерго для природного метанового газа и мазута. Объем высококалорийного метанового газа составляет лишь около 10% от объема, необходимого для горения воздуха (вместо примерно 110—120% при доменном газе). Поэтому в горелке выходное сечение для газа очень мало сравнительно с таковым для воздуха, что позволяет организовать подачу газа в поток воздуха в виде тонких струй. При этом смешение частично успевает произойти уже в амбразуре горелки и только окончание процесса смешения переносится в топку.

Для улучшения и ускорения смешения основной поток воздуха закручивается, проходя на входе в амбразуру через систему лопаток. Поворотом этих лопаток можно изменять интенсивность закручивания потока. Это используется для регулирования дальнобойности факела, выдаваемого горелкой в топочную камеру; при усилении закручивания факел сильнее раздается в стороны и осевые скорости по длине факела снижаются быстрее. Последнее имеет особое значение в мощных горелках, так как дальнобойность факела возрастает пропорционально диаметру амбразуры.

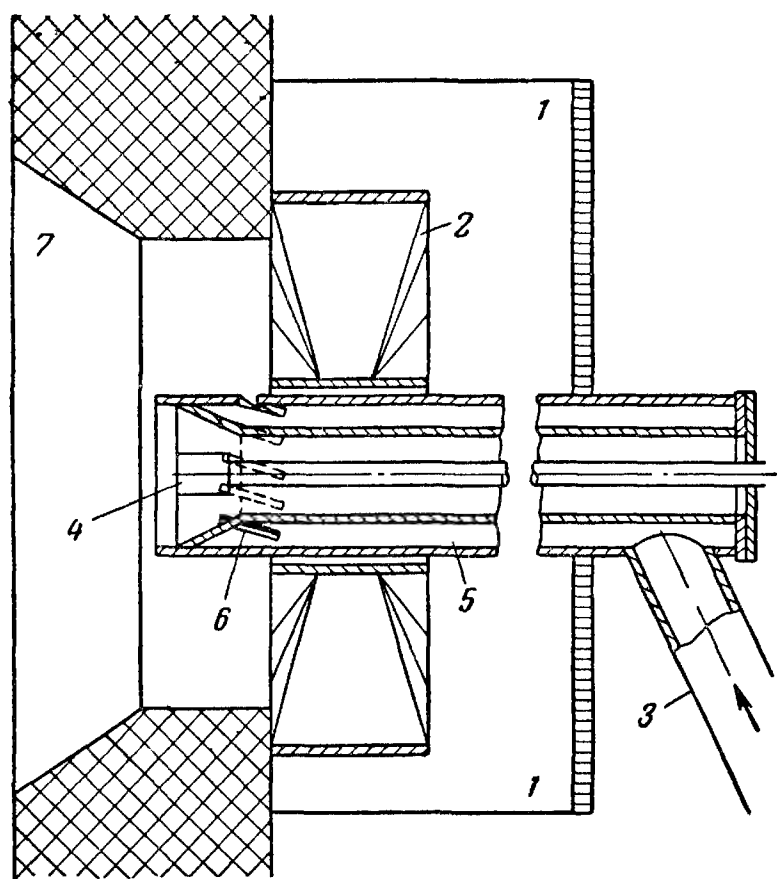


Рис. 8-3. Горелка Мосэнерго для природного газа и мазута.

1 — воздушный короб; 2 — лопатки для закручивания воздушного потока; 3 — подача газа; 4 — мазутная форсунка; 5 — газовый канал; 6 — щели для выхода газа; 7 — амбразура.

В этих случаях начинает играть значительную роль расположение факелов в топочной камере и аэродинамика топки в целом.

Обычно применяется расположение крупных горелок в один-два ряда на одной или двух противоположных стенках камеры. При одностороннем расположении горелок выходные скорости и сечение амбразур выбираются с таким расчетом, чтобы дальнобойность горелки обеспечила хорошее заполнение объема топки и отсутствие удара факела о противоположную стенку.

При двустороннем расположении горелок чрезмерная дальнобойность горелок также нежелательна, так как при этом наибольшие подъемные скорости газов будут иметь место в середине топочной камеры, а края ее будут плохо использоваться.

Кроме того, при чрезмерной дальнобойности даже небольшая разница в нагрузке горелок противоположных стенок будет приводить к сильному «перекоосу» газовых потоков в камере.

Компоновка горелок в топочной камере оказывает определенное влияние на величину химического недожога топлива q_3 . При хорошем перемешивании потоков, образуемых отдельными горелками, можно частично использовать избытки кислорода в одних потоках для дожигания горючих в других. Такое последующее смешение позволяет улучшить теплоотдачу излучением в топочной камере.

Интенсивное равномерное смешение воздуха и газа вблизи горелки позволяет получить малую химическую неполноту сгорания при умеренном избытке воздуха. Однако при этом получаются слабо светящийся факел и пониженная теплоотдача экранными поверхностями топки. В итоге, несмотря на меньшую загрязненность экранов по сравнению с работой топки на пылевидном топливе, суммарная величина прямой отдачи топки при переходе с сухого угля на газ падает. Поэтому желательно ограничить скорость и полноту смесеобразования в начальной стадии горения, чтобы получить светящийся факел, и организовать полное смешение в последующей части топочного объема, чтобы уменьшить химическую неполноту сгорания топлива. Последнее может быть достигнуто удачной организацией аэродинамики топки в целом.

В эксплуатации топки для природного газа работают с коэффициентом избытка воздуха порядка $\alpha_m \approx 1,1$ (при наличии автоматического регулирования процесса горения) и на-

грузками топочного объема порядка $BQ_n/V_m \approx 250\,000 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$, если размеры топки не выбраны большими с расчетом на возможность сжигания другого топлива. При этом потеря от химической неполноты сгорания в связи со сравнительно малой реакционной способностью основного компонента природного газа—метана составляет обычно величину порядка 1—1,5%.

8-3. ТОПКИ ДЛЯ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Как указывалось выше, из числа жидких топлив в котельных агрегатах используется только мазут. Жидкое топливо и воздух подаются в топку через горелки, которые в части подачи воздуха аналогичны диффузионным горелкам для сжигания богатого газа. Как и в последних, воздух поступает в амбразуру горелки через систему закручивающих поток лопаток (часто поворотных). В центре такой горелки располагается так называемая форсунка (распылитель) жидкого топлива (рис. 8-4).

По принципу работы мазутные форсунки разделяются на механические и паровые (воздушные). В механических форсунках распыление мазута происходит за счет кинетической энергии его струи. В паровых (воздушных) форсунках распыливание происходит за счет кинетической энергии потока пара или сжатого воздуха.

Паровые форсунки наиболее просты по конструкции, но они расходуют много пара и поэтому не экономичны. Их применяют в энергетических установках лишь в качестве вспомогательных, растопочных устройств.

Паровые форсунки могут быть щелевыми или круглыми. В щелевой форсунке пар вытекает из нижней прямоугольной щели и распыливает струю мазута, вытекающую из верхней щели.

В круглых форсунках пар и мазут движутся в соосно расположенных круглых каналах. В форсунке Шухова топливо движется по центральной трубе, а пар по кольцу снаружи. Смешивание струй пара и мазута происходит непосредственно в топочной камере.

В круглой форсунке Главэнергопрома пар движется по центральному каналу, а жидкое топливо по узкому кольцевому. За счет эжектирующего эффекта топливо засасывается в камеру перед расширяющимся соплом. Смешивание потоков топлива и пара имеет место в самой форсунке.

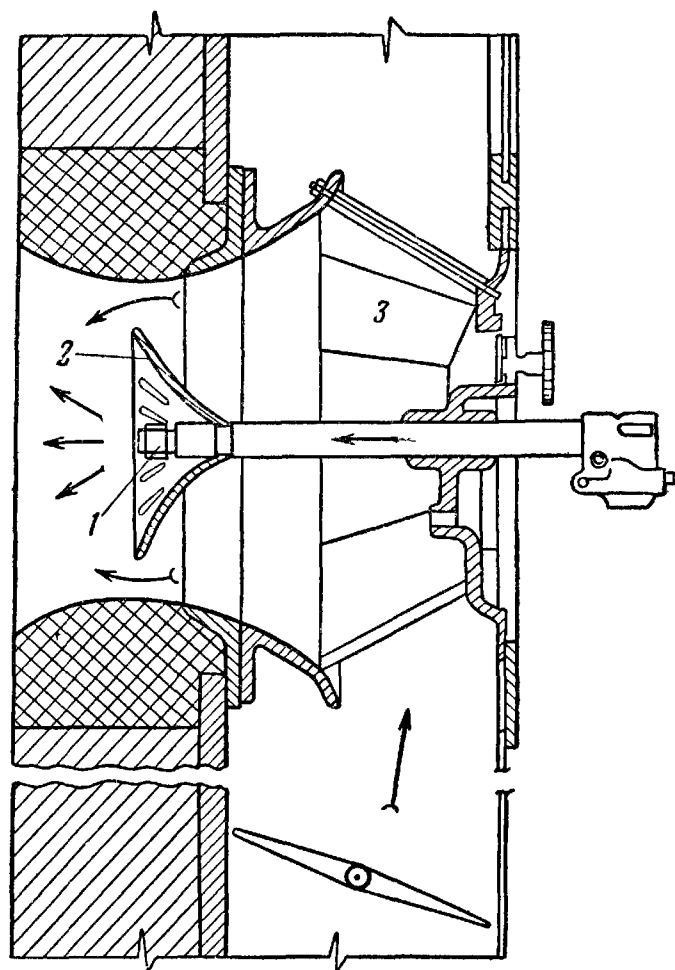


Рис. 84 Горелка для сжигания мазута.

1 — форсунка; 2 — защитный конус; 3 — поворотные лопатки.

Производительность паровых форсунок невелика — обычно 400—500 и редко до 700 кг/ч мазута. Производительность форсунки увеличивается с ростом давления пара (примерно пропорционально квадратному корню из величины давления).

Расход пара в этих форсунках велик и составляет 0,3—0,6 кг пара на 1 кг мазута, что эквивалентно снижению к. п. д. котла на 2—3,5%.

При включении форсунки в работу вначале пускается пар, а затем топливо. При отключении сначала прекращается подача топлива, а затем пара. Это исключает выпадение топлива на под топки, тем самым предотвращает опасность его газификации и взрыва газозооной смеси.

Механическая форсунка состоит из корпуса, трубы и распылителя. Мазут под давлением 14—15 ат проходит через ряд распыливающих шайб, в которых потенциальная энергия давления переходит в кинетическую энергию струи. Кроме того, струя мазута в распылителе получает вращательное движе-

ние. При выходе в топочную камеру струя мазута распадается на отдельные капли разного размера.

В механической форсунке БПК струя получает вращательное движение в результате истечения из отверстий, расположенных тангенциально по отношению к цилиндрической камере распыливания. Закрученный поток мазута выходит в топочную камеру через распыливающую шайбу. Перемещением штока можно перекрыть сечение части каналов, которые расположены по винтовой линии. Это позволяет изменять производительность форсунки без снижения качества распыливания.

Качество распыливания жидкого топлива определяется фракционным составом капель и характером распределения их в поперечном сечении струи.

Распыливание потока жидкости определяется взаимодействием закрученной струи с объемом окружающего газа. Жидкая струя в результате взаимодействия с газовой средой начинает пульсировать и распадаться на отдельные капли. Характер пульсации струи зависит от скорости ее истечения. Можно полагать, что распад струи происходит вследствие нарушения равновесия свободной поверхности струи под действием сил поверхностного натяжения. В результате этого на поверхности жидкости образуются волны с самопроизвольно увеличивающейся амплитудой, что приводит к распаду струи на отдельные капли.

Отдельные капли в свою очередь взаимодействуют с газовой средой и при скоростях движения, превышающих некоторый предел, дробятся на капли еще меньшего размера.

Средний диаметр капель d_{cp} , отнесенный к диаметру проходного отверстия форсунки d_o , равен:

$$\frac{d_{cp}}{d_o} = A \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_2 \omega^2 d_o}}, \quad (8-1)$$

где A — коэффициент пропорциональности, зависящий от типа форсунки и рода жидкости;

ω — скорость движения капли;

σ — поверхностное натяжение жидкости;

ρ_2 — плотность газовой среды.

Из уравнения (8-1) следует, что средний диаметр капли тем меньше, чем меньше диаметр отверстия форсунки и больше скорость движения капли. Поэтому для достижения более тонкого распыливания приходится за-

трачивать большее количество энергии, удельный расход которой обратно пропорционален квадрату среднего диаметра капель.

Распределение капель по фракциям подчиняется закону распределения по кривой вероятности и выражается формулой

$$\frac{G_i}{G} = e^{-\left[r \left(1 + \frac{1}{m}\right) \frac{d_i}{d_{cp}}\right]}, \quad (8-2)$$

где $\frac{G_i}{G}$ — доля жидкости, состоящая из капель с размером, большим d_i ;

m — параметр, характеризующий распределение капель. Его величина зависит от типа форсунки. По опытным данным $m = 2,0 - 3,0$.

Из совместного решения уравнений (8-1) и (8-2) можно определить распределение капель для заданной скорости w .

При обычно применяющихся в котельных топках форсунках с центробежным распыливанием жидкость распределяется в потоке в виде полого конуса. Наиболее крупные капли (основная часть топлива) разлетаются к наружной его стороне и нередко дробятся дополнительно под воздействием воздушного потока.

Распределение топлива в поперечном сечении факела имеет при центробежных форсунках вид, изображенный на рис. 8-5.

Сам поток воздуха при обычной схеме горелки, снабженной закручивающими поток лопатками (см. рис. 8-4), также расходится конусом. Этому способствует размещение вокруг форсунки защитного конуса 2, предохраняющего факел от срыва горения и создающего за собой зону пониженного давления. В итоге поток воздуха сильно раздается в стороны, причем угол раскрытия может регулироваться поворотом лопаток. С наружной стороны эта струя воздуха увлекает за собой окружающие ее топочные газы, интенсивно перемешиваясь с ними. Вдоль оси конуса в область разрежения подсасывается из топки и постепенно перемешивается с воздухом поток топочных газов (рис. 8-6).

Таким образом, капли мазута летят в потоке воздуха, быстро прогревающегося за счет подмешивания горячих газов и отчасти за счет излучения. Прогреваясь при этом, капли начинают испаряться, а достигнув температуры кипения наиболее легких фракций мазута, бурно переходят в парообразное состояние. В этой фазе процесса скорость испарения определяется интенсивностью подвода тепла

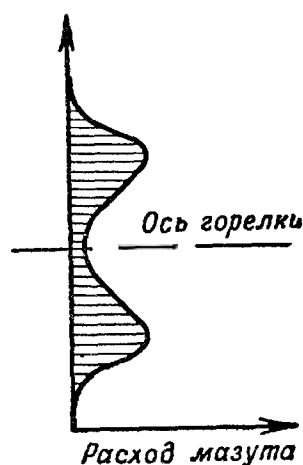


Рис. 8-5. Распределение топлива в поперечном сечении факела вблизи горелки.

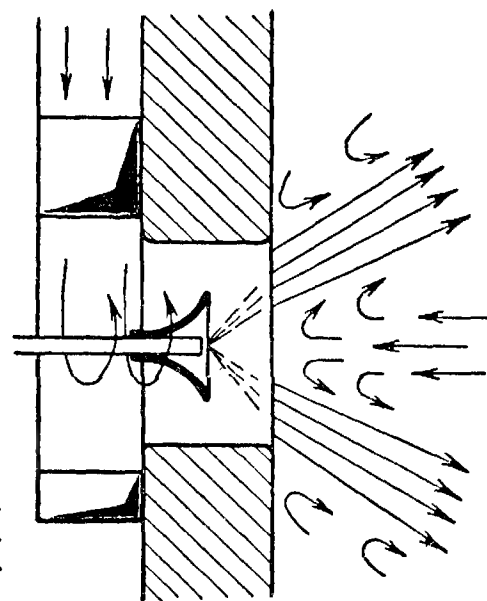


Рис. 8-6. Движение газов вблизи горелки.

к каплям конвекцией. Наконец, пары легких фракций воспламеняются и с этого момента испарение резко ускоряется за счет усиленного нагрева каплей не только конвекцией, но и излучением.

Капли разных размеров проходят эти стадии с различной скоростью, и первичный фронт воспламенения может возникнуть за счет быстро испарившихся мельчайших капель еще до того, как более крупные капли дойдут до стадии кипения.

Если смешение воздуха с топливом хорошее и процесс испарения идет при достаточном доступе воздуха, горение протекает в основном в парообразной фазе. При обычно имеющемся месте локального недостатке воздуха горение протекает неполно, со значительным выделением сажи и наличием газообразных продуктов неполного сгорания. Раскаленная сажа дает сильное излучение по всему спектру, включая и область видимых лучей («светящийся факел»).

Последующее смешение струй, богатых топливом и воздухом, приводит к быстрому догоранию горючих газов; сажа сгорает медленнее, так как процесс горения ее идет уже по гетерогенной схеме и кислород поступает к твердым частицам только путем диффузии. Однако частицы сажи, образовавшиеся при пирогенетическом разложении, весьма мелки (доли микрона), и поэтому они обычно успевают сгореть, если только перемешивание протекает интенсивно и во всех точках сечений факела до выхода его из топки имеется некоторый избыток кислорода.

Только при прямом недостатке кислорода в отдельных зонах конца факела (малый средний избыток воздуха, плохое перемешивание), продукты сгорания, покидающие топку, содержат и горючие газы и сажу. Высокая дисперсность сажи придает продуктам сгорания мазута большую оптическую плотность даже при умеренном весовом содержании сажи в газах. Обычно даже интенсивно окрашенные в черно-бурый цвет дымовые газы содержат относительно небольшое количество сажи, отвечающее потере от механической неполноты сгорания менее 1% от теплоты сгорания топлива. Однако при этом почти всегда в продуктах сгорания содержится значительное количество горючих газов, суммарная теплота сгорания которых обуславливает большую величину потери от химического недожога.

Поэтому появление интенсивной окраски дымовых газов при сжигании жидкого топлива свидетельствует о большой суммарной величине q_3 . В нормальных условиях дымовые газы окрашены незначительно и q_3 составляет 1—1,5%.

При тепловых напряжениях топочного объема, применяемых в стационарных мазутных котлах $[BQ_n/V_m = (200—300) \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}]$, даже сравнительно грубые капли успевают при хорошем смешении с воздухом испариться и сгореть.

Поэтому в таких топках требуемая тонкость распыления мазута обуславливается в основном тем, чтобы в факеле отсутствовали крупные капли, способные по инерции или под воздействием силы тяжести выделиться из потока и неиспаренными попасть на стенки или под топку. В этом случае на экранных трубках с низкой температурой поверхности образуются липкие, трудно удаляемые отложения, а на горячих поверхностях идет процесс коксования, приводящий к образованию очень твердых отложений нефтяного кокса. Вообще же при умеренных BQ_n/V_m (до $\sim 250\,000 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$) основную роль играет хорошее смешение воздуха с топливом. Оно приобретает особое значение при частичных нагрузках котлоагрегата, когда при обычных форсунках с нерегулируемым выходным сечением часть их выключают, чтобы не снижать давление мазута перед форсунками. В таких случаях необходимо одновременно резко снижать подачу воздуха на неработающие горелки, оставлять только минимальную его подачу, необходимую для защиты деталей горелки от пережога.

При неполном сгорании и низких нагруз-

ках топки капли неполностью испаренного мазута и сажа могут выноситься из топки и отлагаться на холодных поверхностях нагрева (низкотемпературная часть воздухоподогревателя). Эти отложения нередко вызывают пожары в воздухоподогревателях, приводящие к быстрому окислению («пережогу») и даже расплавлению значительной части металла воздухоподогревателя.

При более высоких напряжениях топочного объема $[BQ_n/V_m = (500—1\,500) \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}]$ время пребывания газов в топочной камере резко сокращается и процессы смесеобразования, испарения и горения капель соответственно должны быть интенсифицированы. В таких условиях, обычно имеющих место в транспортных котлоагрегатах, приходится переходить на более мелкий распыл мазута и увеличивать завихрение воздуха в горелках; и то и другое связано с дополнительной затратой энергии на мазутный насос и дутьевой вентилятор.

Особенно сильно может быть форсирована топочная камера при переходе на давления в камере порядка нескольких атмосфер, когда за счет уменьшения удельных объемов газов резко возрастает время пребывания их в топке. Однако и при атмосферном давлении можно получать на жидком топливе нагрузки в $(6—10) \cdot 10^6 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$, если применять мелкий распыл мазута и интенсивное завихрение воздуха в лопаточном аппарате горелки. Однако это требует высоких давлений мазута перед форсунками (до 50—70 ат) и значительной потери напора воздуха в горелках (до 300 мм вод. ст.). Поэтому такие высокие BQ_n/V_m применяются лишь в специальных случаях.

Котельное жидкое топливо не содержит значительных количеств золы, и поэтому мазутные топки не оборудуются какими-либо устройствами для ее удаления из топочной камеры.

Однако, несмотря на небольшое количество золы (0,1—0,2%), последняя может причинять большие трудности в эксплуатации котельных агрегатов. Это связано с особенностями химического состава золы мазутов, который очень сильно меняется в зависимости от месторождения нефти, а отчасти и от процесса ее переработки. Значительную роль играет содержание серы в мазуте, которое может достигать до 3% и более. Сера обычно входит в состав органических соединений горючей массы мазута, однако образующиеся при сгорании окислы серы могут реагировать с золой, образуя те или иные соединения. Кроме того, часть серы мо-

жет сгорать не до SO_2 а до SO_3 , что приводит к сильному повышению точки росы¹.

Из числа отдельных составляющих золы мазута наибольшие неприятности в эксплуатации приносят ванадий и щелочные металлы (обычно натрий). Наоборот, преобладание в золе мазута элементов, характерных для углей — кремния, алюминия, железа, делают эту золу практически безвредной.

Ванадий при горении обычно выделяется в виде V_2O_5 — сравнительно легкоплавкого соединения ($t_{пл} = 690^\circ \text{C}$). Зола, содержащая много ванадия (в золе некоторых мазутов США содержание V_2O_5 превышает 70%), дает на трубах пароперегревателя твердые, не поддающиеся обдувке отложения в зоне температур, обычно рассматриваемых как безопасные по условиям шлакования. При высокой температуре металла труб эти отложения разрушают защитную пленку окислов на поверхности труб и вызывают высокотемпературную коррозию, очень интенсивную уже при $t_{ст} = 600^\circ \text{C}$.

Значительные отложения дают и золы с большим содержанием натрия; эти отложения обычно содержат в основном Na_2SO_4 ($t_{пл} \approx 880^\circ \text{C}$), иногда с примесью $\text{Na}_4\text{V}_2\text{O}_7$ ($t_{пл} = 630—650^\circ \text{C}$). Такие отложения также не поддаются обдувке и могут удаляться только механически или обмывкой (они обычно легко растворяются в воде), что, однако, требует мер против последующей коррозии труб. Для предотвращения отложений, возникающих при сжигании мазута с такой золой, в последнее время успешно применяют введение в воздух, подаваемый в топку или прямо в газопод, мелкого порошка доломита ($m\text{CaCO}_3 + n\text{MgCO}_3$).

Добавка доломита в небольших количествах — порядка 0,2—0,5% от веса мазута (т. е. в несколько раз больше веса золы), приводит к сильному повышению температуры плавления минеральных составляющих. Общее количество минеральных примесей, конечно, несколько возрастает, но осадки получают рыхлыми, сыпучими и легко удаляются обдувкой.

При сернистых мазутах доломит резко снижает и коррозию хвостовых поверхностей, так как он образует на поверхностях нагрева отложения CaO и MgO , имеющие щелочной характер. Эти отложения связывают SO_3 в нейтральные соли (CaSO_4 , MgSO_4) и тем самым препятствуют конденсации на поверх-

ности нагрева растворов серной кислоты.

Даже при низких температурах поверхности, когда капли росы появляются на стенке, при щелочном характере отложений последние нейтрализуют серную и сернистую кислоту и тем самым ослабляют коррозию металла. Для этого не требуется вводить щелочные соединения в количествах, достаточных для связывания всех окислов серы (которые бывают до 3—4% от веса топлива), а достаточна добавка доломита, обеспечивающая щелочный характер отложений и нейтрализацию той небольшой части окислов серы, которая вступает в непосредственную реакцию с отложениями.

Топочные камеры мощных стационарных котлоагрегатов, предназначенных для сжигания мазута, обычно имеют полностью экранированные стены и выложенный кирпичом под. Последнее связано с дешевизной такого пода и его эксплуатационной надежностью; даже при наличии поверхностного размягчения или оплавления кирпича пода он практически не разрушается, так как оплавленный слой остается на месте. Вместе с тем для котлов с естественной циркуляцией экранирование пода встречает некоторые трудности в обеспечении надежной циркуляции в горизонтальных или слабо наклоненных трубах.

Горелки обычно размещаются в два и более рядов с одной или двух противоположных сторон топки. Число горелок выбирается значительным, чтобы иметь возможность регулировать нагрузку выключением части горелок, так как обычно применяемые в стационарных котлах форсунки с нерегулируемым выходным сечением плохо работают при сниженных нагрузках. Скорости воздуха в узком сечении амбразур горелок — порядка 20—35 м/сек.

Минимальная глубина топки при фронтальном расположении горелок должна быть не менее 3 м для малых горелок ($B_{гор} = 200—250 \text{ кг/ч}$) и 4 м для крупных ($B_{гор} = 500—1000 \text{ кг/ч}$).

Горелки не следует размещать слишком близко к боковым стенкам, чтобы избежать попадания на них капель неиспарившегося мазута (расстояние от оси горелки до боковой стенки должно быть не менее 1—1,2 м); такое же расстояние должно быть от нижнего ряда горелок до кирпичного пода.

Компоновка горелок в топках для жидкого горючего бывает весьма различной в зависимости от того, предусматривается ли сжигание в данной топке только мазута или еще и другого топлива.

¹ См. главу 21.

Чисто мазутные котлы используются в СССР редко; обычно мазут применяется в комбинации с природным газом или же с пылеугольным топливом.

Примером современной мощной газомазутной топki может служить камера сгорания котла ТГМ-84 производительностью 420 т/ч. Расчетное теплонапряжение объема этой топki (газ/мазут) составляет $190 \cdot 10^3 / 250 \cdot 10^3$ ккал/м³ · ч, температура газов на выходе (при полной нагрузке) 1075/1160°С.

Горелки общим числом 24 расположены в 4 ряда на фронтальной стенке топki.

Производительность каждой горелки примерно $1 \cdot 10^6$ ккал/ч (1250 кг/ч мазута или 1250 нм³/ч природного газа).

Компоновка топок, предусматривающих использование наряду с мазутом и пылевидного топлива, определяется в основном условиями сжигания последнего. Поэтому примеры компоновок таких топок будут даны в следующем параграфе.

8.4. ТОПКИ ДЛЯ ПЫЛЕВИДНОГО ТОПЛИВА

Факельное сжигание мелкоразмолотого твердого топлива в значительной степени аналогично сжиганию распыленного жидкого топлива. Вместе с тем специфика горения пыли твердого топлива и главным образом значительное содержание золы обуславливают ряд особенностей организации топочного процесса.

Температура воспламенения частиц твердого топлива довольно велика и у топлив с малым выходом летучих сильно повышается, доходя у антрацита до 800°С.

При сжигании трудновоспламеняющихся топлив выбранный тип горелок и их аэродинамический режим должны обеспечивать быстрый прогрев аэропыли за счет интенсивного подсоса топочных газов к корню факела. Расположение горелок и экранов должно выбираться с учетом необходимости повышения температуры газов в зоне размещения горелок. Поэтому при сжигании АШ часть экранов вблизи зоны горелок закрывают, чтобы уменьшить отвод тепла от этой зоны.

Для этого обычно покрывают трубки экранов короткими металлическими шипами и обмазывают их огнеупорной массой. Эту зону экранов обычно называют зажигательным поясом.

Наоборот, при сжигании топлив с большим выходом летучих и, особенно, высокореакционных бурых углей воспламенение начинается

почти у самих горелок, вследствие чего и приходится принимать меры для удаления ядра факела от горелок во избежание обгорания и шлакования последних.

Большую роль играет поведение в топке минеральных составляющих твердого топлива. В громадном большинстве случаев частицы золы в камерных топках расплавляются или, по меньшей мере, размягчаются.

Такие частицы легко зашлаковывают экранные поверхности. Поэтому аэродинамика горелок и топочной камеры в целом должна обеспечить отсутствие интенсивного омывания экранов потоками газов, несущих частицы расплавленной золы. В топках с сухим шлакоудалением это условие должно соблюдаться для любой части топочной камеры.

В топках с жидким шлакоудалением в зоне выпуска шлака температуры должны поддерживаться на очень высоком уровне. Поэтому экраны в этой зоне обычно покрыты огнеупорной массой, нанесенной по специальным шипам, приваренным к экранным трубам. Попадающие на поверхность капельки золы не накапливаются, а стекают на под в виде пленки жидкого шлака.

В этой зоне топki попадание расплавленной золы на поверхность экранов, как правило, даже желательно, так как оно увеличивает долю всей золы, удаляемой из топki, и уменьшает озоление газов, поступающих в конвективные газоходы. Поэтому в топках с жидким шлакоудалением не только допускается, но зачастую специально организуется интенсивное омывание факелом закрытой части экранов или пода. В последующей зоне охлаждения газов активное омывание потоком газов обычных экранов недопустимо.

Естественно, что все это налагает определенные требования на аэродинамику горелок и топочного объема в целом.

Оказывает влияние на выбор горелок и формы топочной камеры и система пылеприготовления, обуславливающая количество и температуру первичного воздуха, подаваемого в горелки вместе с топливом. В некоторых случаях метод пылеприготовления определяет и допустимое сопротивление горелок по первичному воздуху.

В итоге находят применение самые разнообразные формы топочных камер и различные типы горелок, число которых в капиталистических странах очень велико вследствие конкуренции отдельных фирм и патентных соображений.

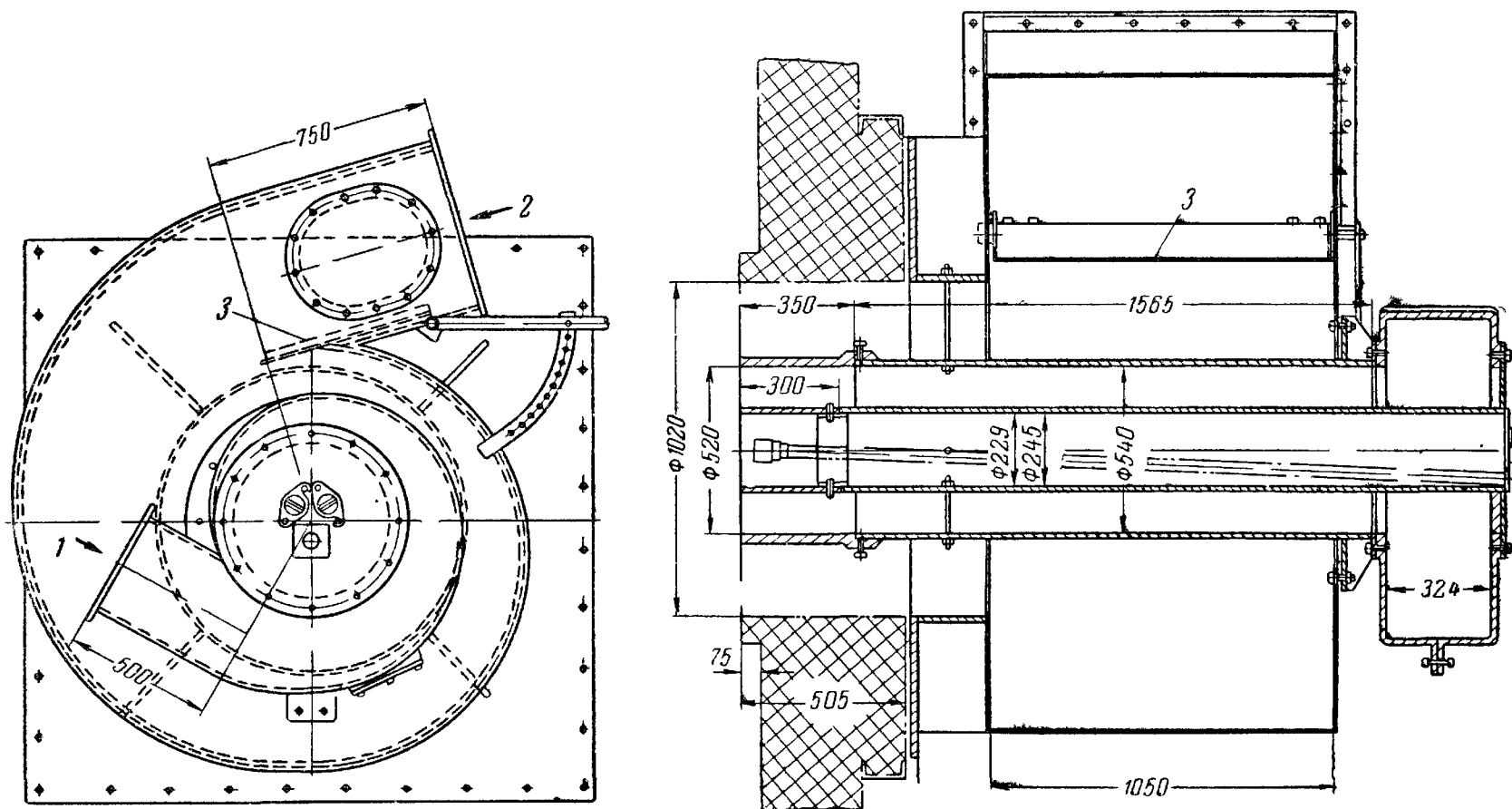


Рис. 8-7. Пылеугольная горелка ТКЗ — ЦКТИ.

1 — подача аэропыли; 2 — подача вторичного воздуха; 3 — регулирующий «язык» в улитке вторичного воздуха.

Однако все это разнообразие может быть сведено к нескольким основным типам, особенно для топок с сухим шлакоудалением. При жидком шлакоудалении тип топочной камеры еще недостаточно установился и профиль этих топок более разнообразен.

Наиболее широко применяются в топках с сухим шлакоудалением круглые горелки, в которых аэропыль подается в центральной части горелки, а вторичный воздух по периферии.

Для уменьшения дальнобойности таких горелок, могущей приводить к удару факела о противоположную стенку и шлакованию последней, принимают меры к увеличению угла раскрытия факела.

В горелке ТКЗ—ЦКТИ, широко применяемой в СССР (рис. 8-7), и близкой к ней горелке фирмы Бабкок это достигается закручиванием обоих потоков — аэросмеси и вторичного воздуха — за счет «улиточного» подвода, создающего интенсивное вращение обоих потоков на выходе их в топку. Это вращение может усиливаться путем прикрытия специального языка в улитке вторичного воздуха, что увеличивает тангенциальную составляющую скорости потока. При изменении нагрузки такой горелки и постоянном положении языка

угол раскрытия факела практически не меняется, так как соотношение тангенциальной и аксиальной составляющей скорости не зависит от расхода воздуха через горелку.

В горелке ОРГРЭС (рис. 8-8), также нашедшей в СССР широкое распространение, вторичный воздух подводится через улитку, а аэропыль подается прямо по оси центральной трубы, но раздается в стороны за счет установки против выходного отверстия трубы специального конуса (рассекателя).

В обеих этих горелках поток выходит в топку в виде полого конуса (рис. 8-9), внутренней поверхностью которого является поток аэропыли, а внешней — поток вторичного воздуха.

Между выдаваемым горелкой потоком и топочными газами, заполняющими объем, в который поток вытекает, происходят турбулентное перемешивание и подсос в факел топочных газов. Этот подсос в основном и обеспечивает прогрев потока аэропыли и ее воспламенение; прогрев факела излучением играет меньшую роль. Интенсивность обратных токов (рис. 8-9, а и б) возрастает с увеличением угла раскрытия факела. Поэтому при сжигании АШ и тощих углей принимают все меры к увеличению угла раскрытия факела и соответ-

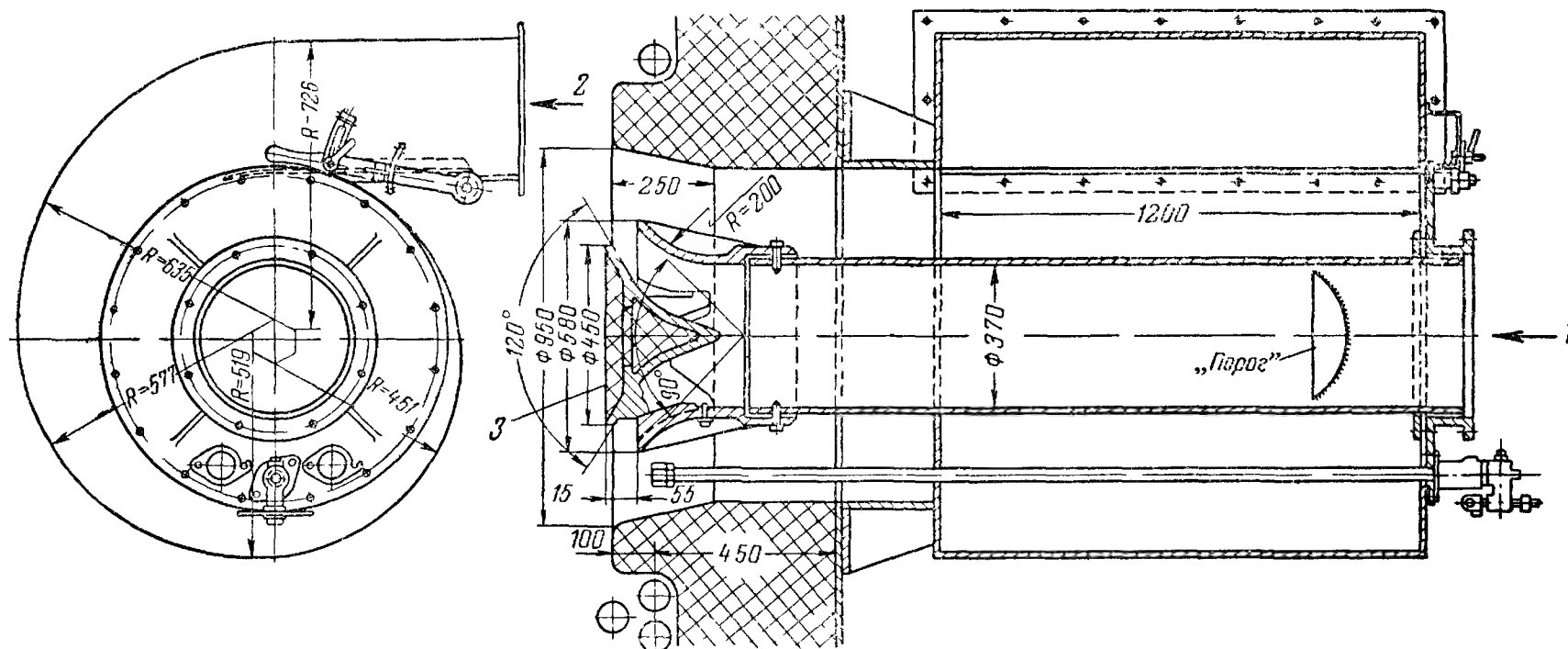


Рис. 8-8. Пылеугольная горелка ОРГРЭС.

1 — подача аэропыли; 2 — подача вторичного воздуха; 3 — конус для раскрытия потока аэропыли (рассекатель).

ственно подсоса топочных газов к его корню. Особенно эффективен подсос газов по оси факела, где они непосредственно смешиваются с аэропылью. Поэтому в горелках ОРГРЭС при сжигании АШ устанавливают конус с большим углом раскрытия (порядка 120°), а в горелках ТКЗ—ЦКТИ применяют трубы, удлиненные до выхода из амбразуры с раскрытием их на выходном конце (рис. 8-10).

Чтобы снизить затрату тепла, необходимого для подогрева аэропыли, уменьшают при сжигании АШ процент первичного воздуха до 15—20%, если пыль подается в топку отработавшим в мельнично-сушильной системе воздухом низкой температуры ($70\text{—}100^\circ\text{C}$). Более желательным является сброс сушильного агента в топку через специальные сбросные горелки, располагаемые обычно несколько

выше основных и представляющие собой узкие вертикальные щели, через которые сушильный агент и содержащаяся в нем мельчайшая пыль, не уловленная в циклоне, вдуваются в топку со скоростями 30—40 м/сек. В этом случае пыль подается в топку горячим воздухом ($300\text{—}400^\circ\text{C}$), что облегчает ее прогрев.

В топках для сжигания АШ для повышения температуры подсосываемых к корню факела газов большое значение имеют утепление холодной воронки и закрытие ее экранов огнеупорной массой.

В процессе эксплуатации огнеупорная масса размывается жидким шлаком, но на шипах и между ними остается тонкий слой шлака,

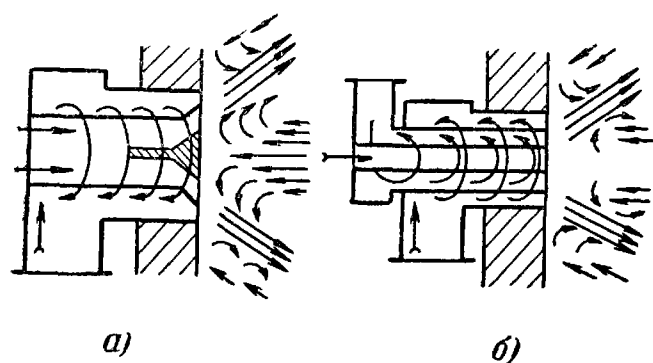


Рис. 8-9. Схема движения воздуха и топочных газов вблизи горелки.

а — горелка ОРГРЭС; б — горелка ТКЗ — ЦКТИ.

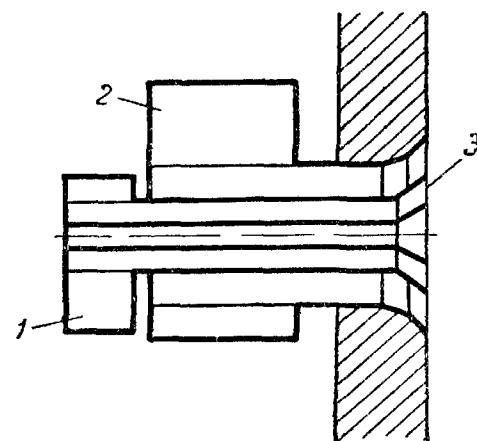


Рис. 8-10. Схема горелки ТКЗ — ЦКТИ для сжигания АШ.

1 — подача аэропыли; 2 — подача вторичного воздуха; 3 — расширяющиеся каналы.

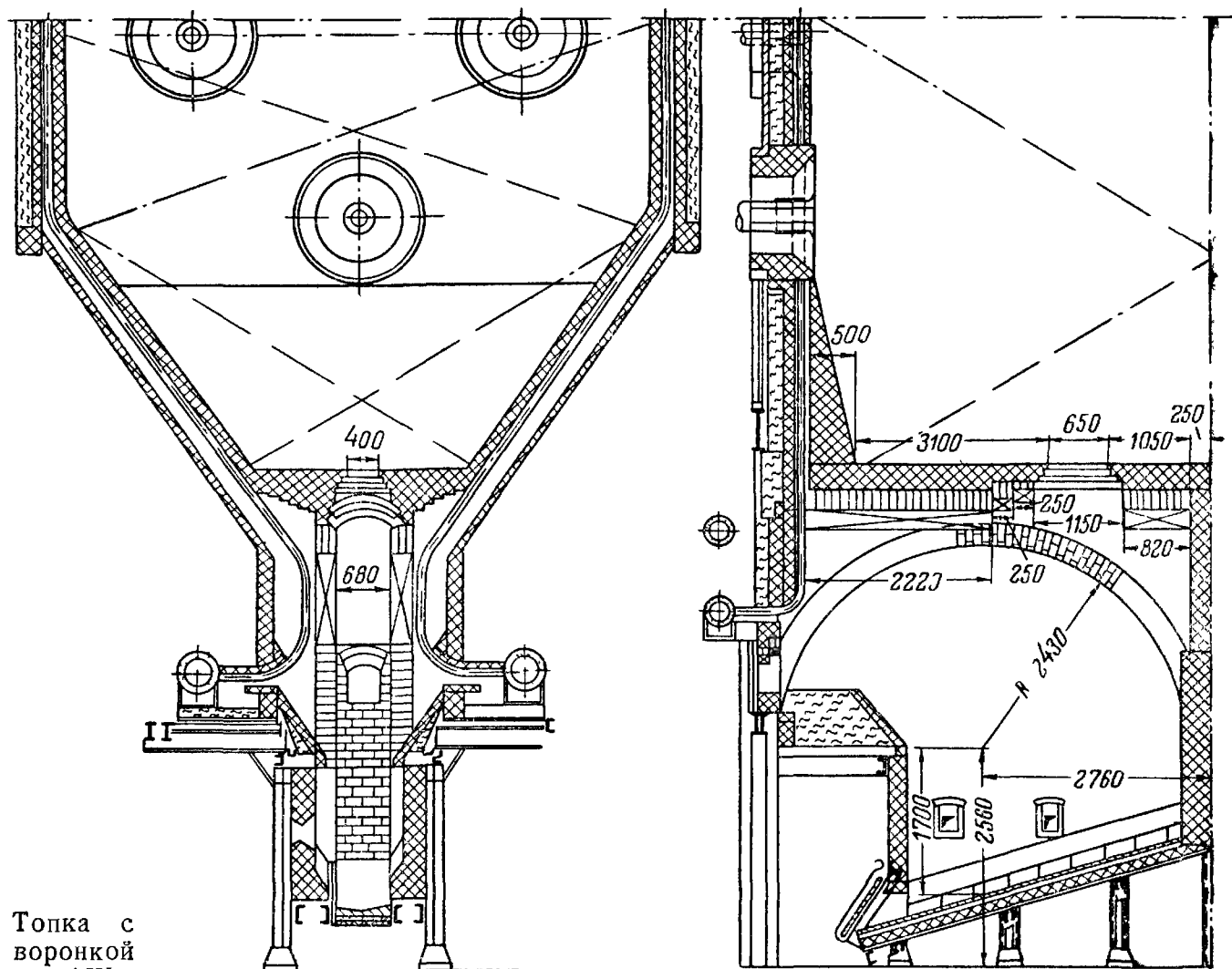


Рис. 8-11. Топка с утепленной воронкой для сжигания АШ.

сильно уменьшающий охлаждающее действие таких экранов.

В итоге при больших нагрузках котла такая топка (рис. 8-11) работает с выдачей жидкого шлака, а при уменьшении нагрузки может выдавать его хотя бы частично в сухом виде.

Более радикальным является переход на обычное жидкое шлакоудаление с плоским подом, однако это применимо лишь для котлов, работающих на базисной нагрузке, так как при низких нагрузках температуры снижаются и прекращается выход шлака в жидком виде, а накапливающийся на поду шлак нарушает нормальную работу топки.

Уплотнение холодной воронки достигается лучше всего путем применения гидравлического затвора с непрерывной выгрузкой шлака из ванны (рис. 8-12). Периодический смыв шлака в топках, сжигающих АШ, нежелателен, так как в моменты смыва гидравлический затвор не работает и прорыв холодного воздуха в топку нарушает устойчивость сжигания АШ.

При соблюдении указанных выше условий сжигание АШ протекает достаточно эконо-

мично: потеря от химической неполноты сгорания близка к нулю, а потеря от механической неполноты сгорания (среднеэксплуатационная) составляет около 3—4%. Однако для достижения таких результатов необходимо умеренное напряжение топочного пространства (BQ_n^p/V_m порядка $125 \cdot 10^3$ ккал/м³ · ч), тонкий помол ($R_{90} \approx 6—8\%$) и несколько повышенный избыток воздуха ($\alpha_m \approx 1,25$).

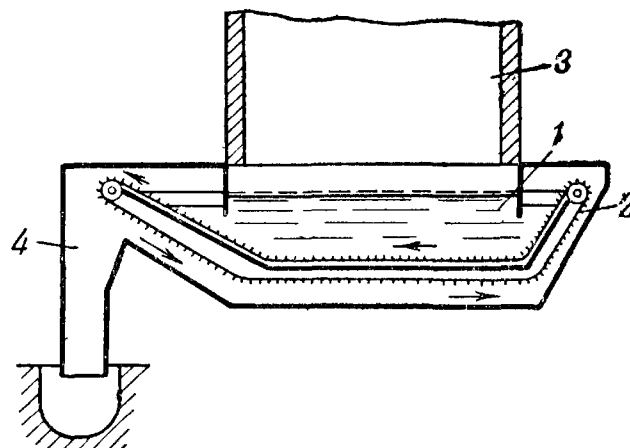


Рис. 8-12. Устройство для герметизированной непрерывной выгрузки шлака.

1 — гидрозатвор; 2 — скребковый транспортер; 3 — шахта шлаковой воронки; 4 — сброс шлака в систему гидрозолоудаления.

В топках для тощих углей также применяют повышенный избыток воздуха, а BQ_n^p/V_m может быть поднято до $\sim 160\,000$ ккал/м³·ч, если это допустимо по условиям охлаждения газов в топке; потери от механического недожога снижаются до 1,5%.

При сжигании углей с большим выходом летучих воспламенение протекает без каких-либо затруднений, так как температура воспламенения пыли низка. Для бурых углей она даже нередко ниже температуры вторичного воздуха и само смешение аэропыли с ним уже обеспечивает нагрев смеси до температур, близких к воспламенению. Поэтому при сжигании топлив с большим выходом летучих, когда воспламенение начинается вблизи горелок, раскрытие факела уменьшают, чтобы избежать обгорания горелок и шлакования стены, на которой они расположены.

Для таких топлив основное значение имеет хорошее смесеобразование, допускающее работу с малым избытком воздуха при отсутствии значительной неполноты сгорания. Для улучшения смесеобразования при сжигании топлив с большим выходом летучих процент первичного воздуха повышают при полutoщих углях ($V^2 = 17\text{—}30\%$) до 25—30% и при каменных углях с большим выходом летучих и бурых углях до 30—45%.

При сжигании каменных углей со значительным выходом летучих механическая неполнота сгорания ниже, чем у тощих углей, но зато обычно появляется небольшой химический недожог, вследствие чего и в этом случае сумма потерь от неполноты сгорания в эксплуатации близка к 1,5—2,0%. Для бурых углей q_4 падает до 0,5%, а сумма $q_3 + q_4$ примерно до 1%.

При этом для бурых углей можно увеличить BQ_n^p/V_m до 200 000 ккал/м³·ч, если это допустимо по условиям охлаждения газов в топке.

Для бурых углей увеличение первичного воздуха желательно и для обеспечения подсушки влажного угля в системе пылеприготовления.

При влажных бурых углях и замкнутой системе пылеприготовления с подачей всего сушильного агента в топку температуры в топочной камере падают.

Если приведенная влажность топлива не очень велика, то это не сказывается неблагоприятно на процессе сгорания, так как высокорекреационная пыль бурых углей хорошо горит и при умеренных температурах.

Однако при $W^n = 30$ температуры падают настолько, что горение ухудшается. В этом случае процесс горения можно улучшить, если подавать сушильный агент через сбросные горелки выше ядра факела и, таким образом, обеспечить сжигание основной массы топлива в зоне высоких температур с последующим разбавлением топочных газов сушильным агентом, содержащим много водяных паров. Все же более желательным является переход на разомкнутую систему пылеприготовления, обеспечивающую наряду с повышением температур в топке увеличение к. п. д. котлоагрегата за счет снижения потери с уходящими газами (при газовой подсушке топлива) или к. п. д. цикла станции (при подсушке топлива паром из отборов турбины).

Переход на разомкнутую схему пылеприготовления желателен уже при $W^n = 20$.

Круглые горелки имеют тепловую производительность (определяемую расходом воздуха) до 50—60 млн. ккал/ч, что позволяет сжигать в одной горелке до 8 т/ч высококалорийного угля и обеспечить выработку до 60—70 т/ч пара на одну горелку.

Однако применение горелок большой единичной мощности вызывает ряд трудностей при сжигании сильно шлакующихся углей. Это связано с тем, что при большой мощности отдельных потоков трудно добиться отсутствия активного омывания топочными газами экранов и шлакования последних; труднее получить и равномерное заполнение объема топки. Поэтому часто предпочтительнее использовать большее число менее крупных горелок.

Скорости выхода воздуха (при полной нагрузке) в круглых горелках принимаются для аэропыли от 12—16 м/сек (АШ) до 20—26 м/сек (для каменных и бурых углей); по вторичному воздуху соответственно от 18—22 до 20—30 м/сек.

Глубина топки при фронтальном расположении горелок не должна быть меньше 4—5 м (у котлов малой мощности 12—50 т/ч) и порядка 7 м для крупных котлов (200 т/ч и более).

В СССР круглые горелки принято размещать либо на фронтальной стене топки в один или два ряда, либо в котлах большой мощности на двух противоположных боковых стенах топки. В США под котлами очень большой мощности при фронтальном расположении круглых горелок применяется установка их в три и даже четыре ряда по высоте

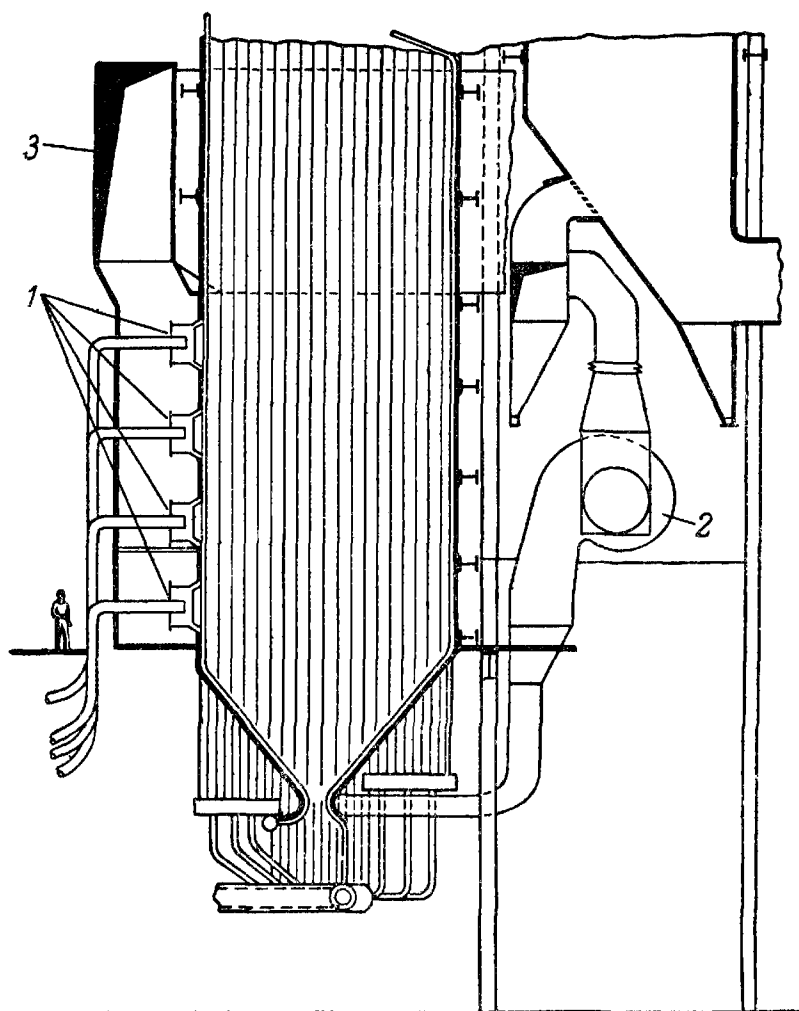


Рис. 8-13. Четырехрядное расположение горелок в топке котла $D = 1080 \text{ м}^2/\text{ч}$ (США).

1 — горелки; 2 — вентилятор для возврата части газов в топку; 3 — подача вторичного воздуха.

(рис. 8-13). При сжигании высокорективных углей короткий путь факела от верхних горелок не приводит к неполноте сгорания. Вместе с этим переход при низких нагрузках котла на верхние горелки позволяет увеличить температуру газов на выходе из топки и удерживать температуру перегретого пара на нужном уровне.

Круглые горелки хорошо регулируются и применимы при сухом шлакоудалении для любых топлив. При умеренной температуре плавления золы они применяются и в однокамерных топках с жидким шлакоудалением; в этом случае нижний ряд горелок размещают вблизи пода, чтобы создать в нижней зоне наиболее высокие температуры (рис. 8-14).

Существенным недостатком круглых горелок является трудность получения больших круглых амбразур (диаметром до 1,5 м) в экранированных топках, так как для этого требуется сложная разводка труб вокруг горелок, приводящая к неодинаковому обогреву экранных труб.

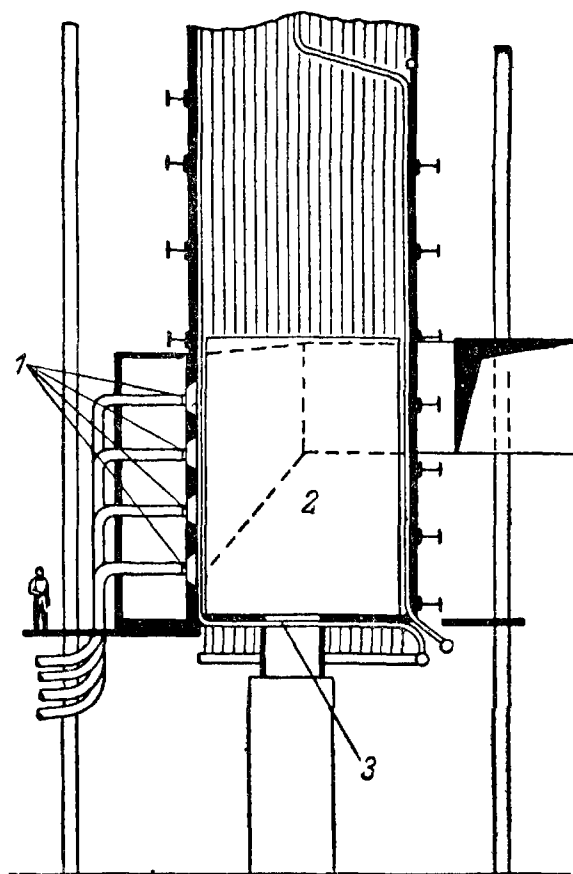


Рис. 8-14. Расположение горелок в однокамерной топке с жидким шлакоудалением (США).

1 — горелки; 2 — зашивованные экраны; 3 — летка.

Значительно проще разводка труб при установке щелевых горелок, у которых и аэропыль и вторичный воздух подаются по узким вытянутым щелям. Для уменьшения дальнобойности таких горелок и улучшения смесеобразования общее сечение выхода разбивается на три-четыре щели, широкая сторона которых располагается параллельно осям экранных труб. В топках котлов с естественной циркуляцией щелевые горелки устанавливаются вертикально.

В топках прямоточных котлов типа Рамзина, у которых экранные трубы располагаются горизонтально или слабо наклонно, применяются горелки БПК с горизонтальными щелями (рис. 8-15).

Наиболее употребительны щелевые горелки, располагаемые в углах топки, так называемые угловые (рис. 8-16). Эти горелки являются дальнобойными и дают сравнительно слабое смешение аэропыли, поступающей по средним каналам, и вторичного воздуха. Обычно оси угловых горелок направляются тангенциально к воображаемому кругу в центре топки (рис. 8-17). При этом в топке образуется вихревое движение газов, обеспечивающее устойчивую гидродинамику топочного пространства, хорошее смешение и равномер-

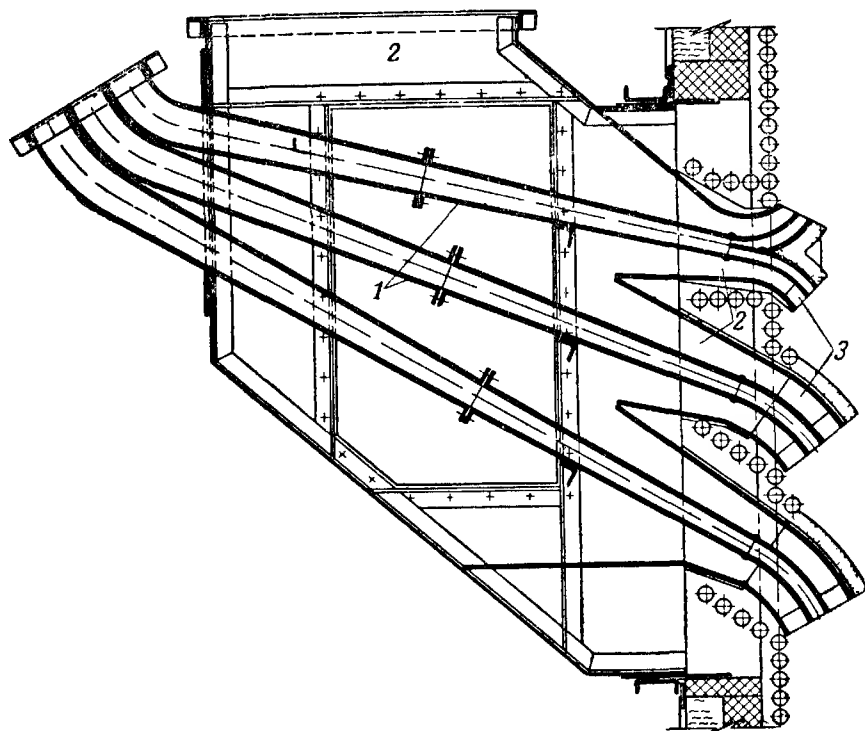


Рис. 8-15. Щелевая горелка БПК.

1 — каналы аэросмеси; 2 — подача вторичного воздуха;
3 — выходные насадки вторичного воздуха.

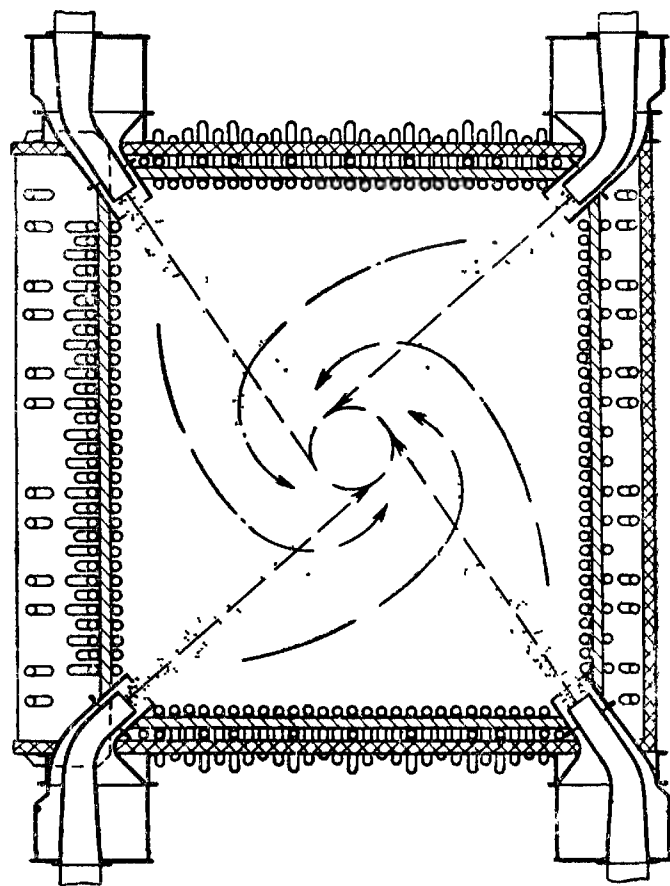


Рис. 8-17. Тангенциальное расположение угловых горелок.

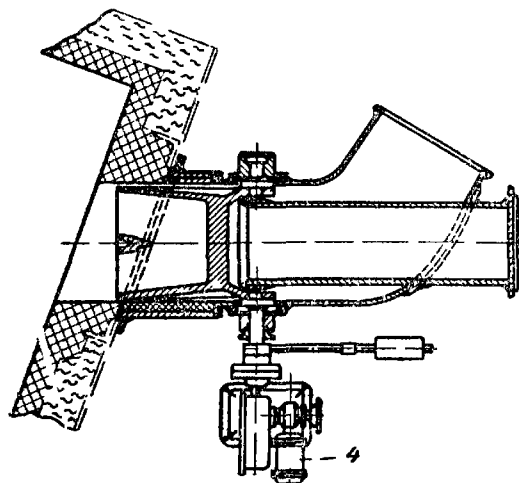
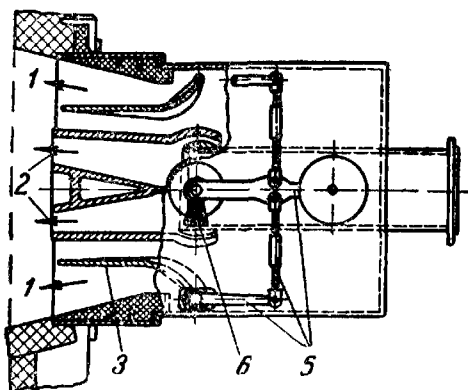


Рис. 8-16. Угловая горелка.

1 — вторичный воздух, 2 — аэропыль,
3 — шибер, 4 — привод, 5 — рычажная
передача, 6 — шарнир.

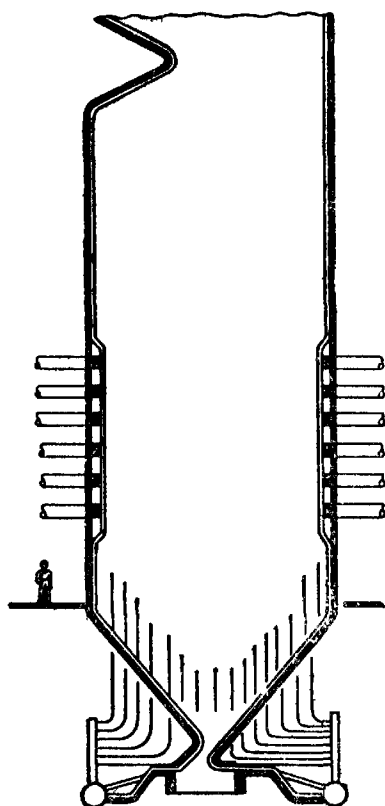
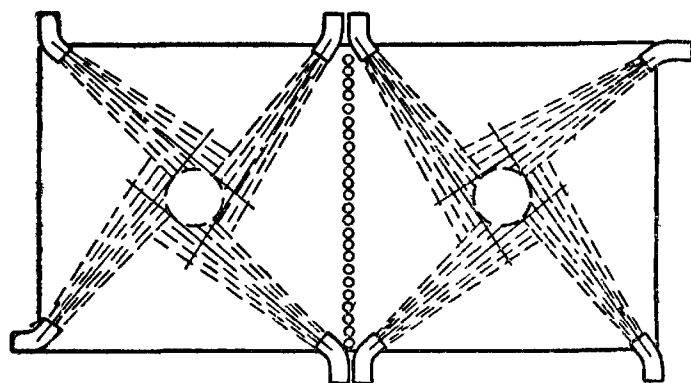
Рис. 8-18. Многорядное расположение угловых горелок в топке котла $D = 640 \text{ мм}$ (Англия).

Рис. 8-19. Схема топки с угловыми горелками и двухсветным экраном.

ный обогрев всех стен топки. При слишком больших выходных скоростях интенсивность вращения факела вокруг вертикальной оси получается чрезмерной и в центре топки получается застойная зона с медленным опускным движением газов. Во избежание этого выходные скорости аэропыли и вторичного воздуха не следует брать выше 30—35 м/сек. Все же и эти скорости значительно выше, чем у круглых горелок, что позво-

ляет иметь меньшее суммарное сечение выхода и, следовательно, облегчает разводку экранных труб.

Угловые горелки могут располагаться в несколько рядов по высоте; число рядов в котлах очень большой мощности может достигать до шести (рис. 8-18).

Для эффективной работы угловых горелок с тангенциальным расположением необходимо, чтобы поперечное сечение топки было близким к квадратному (отношение сторон не более 1,2).

Для котлов очень большой мощности эти горелки можно использовать при разделении растянутой по ширине (фронту) топочной камеры на две-три части примерно квадратного сечения (рис. 8-19).

В настоящее время угловые горелки успешно применяются не только для углей со значительным выходом летучих, но и для тощих углей.

Угловые горелки обычно выполняются поворотными вокруг горизонтальной оси (рис. 8-16); это позволяет опускать факел глубже к холодной воронке или поднимать его выше и тем самым изменять температуру газов на выходе из топки и, следовательно, перегрев пара. Поворот горелок обычно регулируется автоматически, с тем чтобы поддерживать перегрев на постоянном уровне.

За рубежом, особенно в США, в котлах с сухим шлакоудалением довольно часто применяют инвертные топки с размещением горелок на потолке топки и отводом газов внизу топки, над холодной воронкой (рис. 8-20). Это обеспечивает хорошее заполнение топки факелом ввиду отсутствия поворота газов вблизи горелок, а также равномерное поле температур на выходе из нее, так как наиболее горячие и соответственно легкие струи при опускном движении отстают от потока и имеют больше времени для охлаждения. В этих топках обеспечивается и хорошее охлаждение шлака, так как холодная воронка расположена на выходе из топочной камеры, т. е. в наиболее холодном ее месте. Горелки в таких топках применяются дальнобойные, с большими скоростями выхода. Этот тип топки дает хорошее заполнение камеры, уменьшает опасность удара факела о стенки и шлакования экранов и особенно подходит для сверхмощных котлов, имеющих топки, разделенные по ширине двухсветными экранами.

Недостатком такой компоновки являются длинные пылепроводы и нижний выход газов из топки, что не всегда удобно.

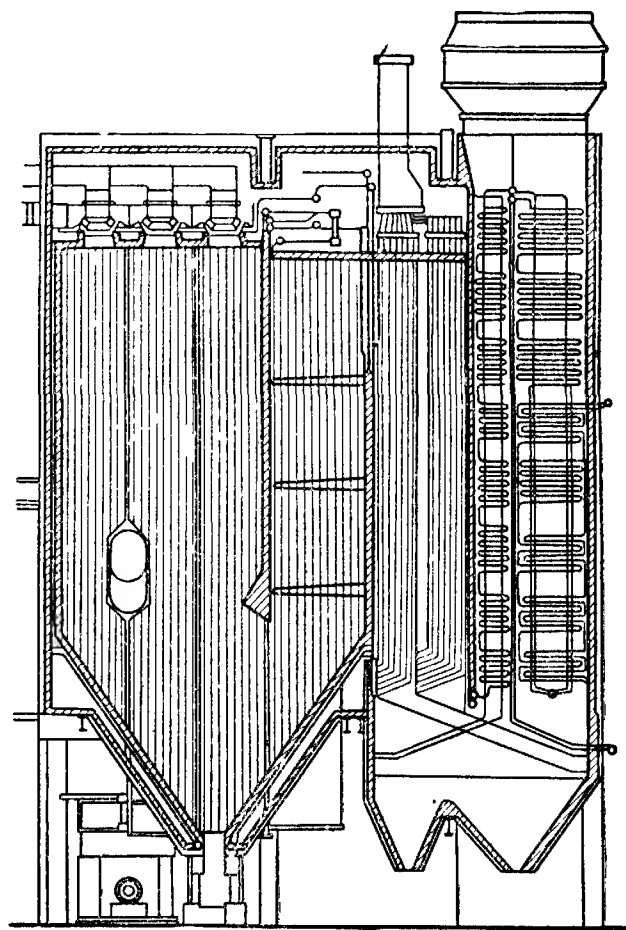


Рис. 8-20. Инвертная топка с сухим шлакоудалением.

Все описанные выше компоновки применяются при обычных схемах пылеприготовления, дающих возможность использовать горелки и пылепроводы, имеющие значительное сопротивление.

Иначе обстоит дело в топках с шахтными мельницами, где до последних лет применялись открытые окна (амбразуры) для выхода аэропыли из шахты (рис. 8-21). При малых скоростях выхода аэропыли (порядка 4—6 м/сек) подача вторичного воздуха проводилась через сопла, расположенные снизу и сверху амбразуры со скоростями порядка 20—40 м/сек. Незначительные скорости аэропыли обеспечивали малые сопротивления выхода, преодолевавшиеся в значительной степени эжектирующим действием вторичного воздуха. В итоге в шахте, а соответственно и в мельнице поддерживалось небольшое разрежение, достаточное для предотвращения выбивания пыли в местах прохода вала мельницы через корпус.

Эта схема очень проста и у котлов малой и средней мощности при сжигании бурых углей и фрезторфа используется и сейчас. Однако вялый выход аэропыли с первичным воздухом (доля которого составляет в шахтных мельницах около 40% для каменных углей и 50—70% для фрезторфа) не обеспечивает

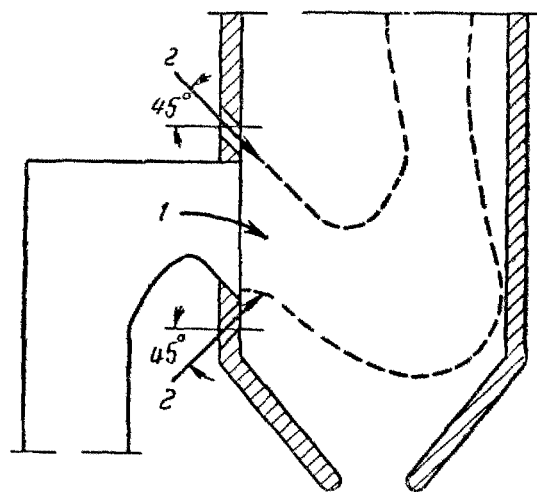


Рис. 8-21. Открытая амбатура топки с шахтной мельницей.

1 — выход аэросмеси; 2 — сопла подачи вторичного воздуха.

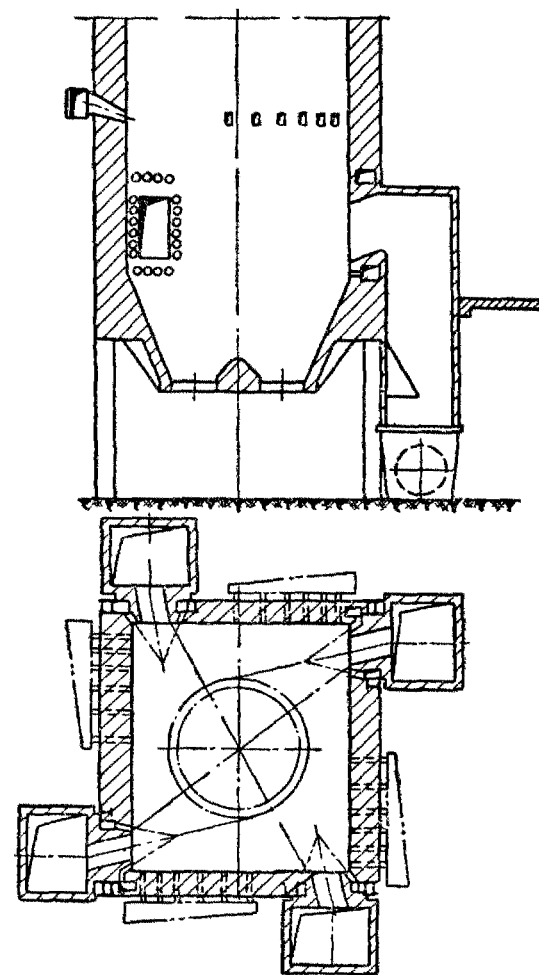


Рис. 8-23. Тангенциальное расположение шахтных мельниц.

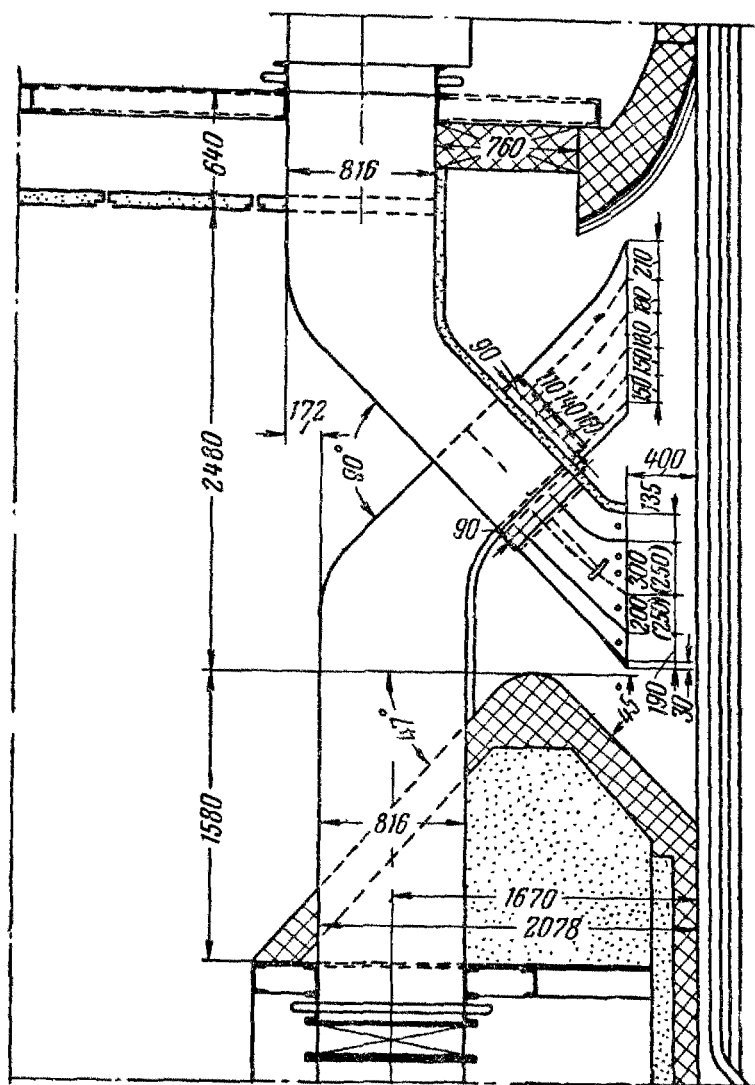


Рис. 8-22. Эжекционная амбатура ЦКТИ.

хорошего заполнения топки. Поэтому уже при каменных углях с большим выходом летучих такие топки дают повышенную неполноту сгорания.

Для мощных котлов при работе на бурых углях топки с открытыми амбатурами малоэффективны, так как при громадном сечении амбатуры (до $2,50 \text{ м}^2$) поток оказывается

чрезмерно дальнобойным даже при малых скоростях выхода, а вторичный воздух не удается хорошо перемешать с первичным. В результате этого имеют место сильное шлакование экранов и значительная неполнота сгорания, особенно при сжигании каменных углей. Значительное улучшение было достигнуто применением эжекционных амбатур ЦКТИ (рис. 8-22). В этих устройствах вторичный воздух вводится по специальным каналам, направленным попеременно вверх и вниз прямо в амбатуру, что улучшает перемешивание его с аэропылью.

Вторичный воздух, эжектируя аэропыль, сильно увеличивает угол раскрытия факела, который в обычных амбатурах не превышает 40° . Все это улучшает воспламенение аэропыли и заполнение топки факелом и уменьшает неполноту сгорания. Однако регулируемость факела и при эжекционных амбатурах остается недостаточной, что затрудняет борьбу со шлакованием. Поэтому для защиты задней стенки там обычно размещают сопла для подачи вторичного воздуха со скоростями выхода $35\text{--}45 \text{ м/сек}$.

Значительным недостатком шахтных мельниц являются плохое перемешивание газов

При сжигании углей с малым выходом летучих, когда содержание горючих в уносе относительно велико, увеличение тепла вследствие выжига горючих перевешивает рост потери с физическим теплом шлаков и к. п. д. котлоагрегата растет с увеличением доли золы, выпадающей в топке. При сжигании высокорекреационных топлив особенно при большой приведенной зольности топлива и хорошем выжиге уноса рост потери с физическим теплом шлака превышает увеличение тепла за счет выжига горючих и к. п. д. котлоагрегата с ростом улавливания золы в топке снижается.

Помимо влияния или выбора типа шлакоудаления на изменение к. п. д. котлоагрегата, надо учитывать и ряд других соображений. Гранулированный шлак представляет собой смесь сравнительно крупных стекловидных частиц и может быть использован как добавок при производстве строительных материалов, в дорожном строительстве и т. п.¹. Он не образует пыли, и транспорт его не встречает каких-либо затруднений. Очень мелкая, сильно пылящая летучая зола реже находит применение, и в сухом виде транспорт ее затруднителен из-за сильного пылеобразования. При гидравлическом золоудалении летучая зола сильно загрязняет сбрасываемые воды, что не имеет места при гидроудалении гранулированного шлака.

Поэтому часто применяется возврат летучей золы, уловленной в золоуловителях обратно в топку с жидким шлакоудалением, для выжига горючих и перевода золы в расплавленный шлак.

Высокая степень улавливания золы в топке позволяет понизить требования к к. п. д. золоуловителей, а в некоторых случаях даже отказаться от них.

Уменьшение износа труб золой повышает эксплуатационную надежность котлоагрегатов и позволяет применять большие скорости в газоходах, что приводит к росту коэффициента теплопередачи и уменьшению требуемых поверхностей нагрева и сечения газоходов.

В целом увеличение доли золы, осаждаемой в топке, дает в большинстве случаев (кроме многозольных бурых углей и сланцев) значительные преимущества и поэтому при конструировании топок с жидким шлакоуда-

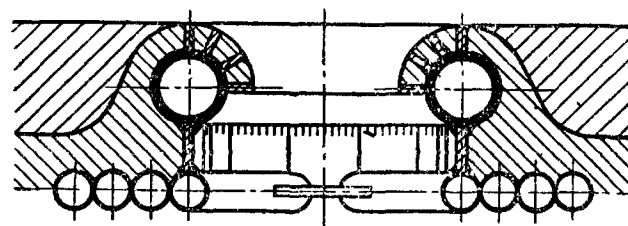


Рис. 8-25. Шлаковая летка топки с жидким шлакоудалением.

лением обычно стремятся к увеличению улавливания золы в топке.

Как уже упоминалось выше в однокамерных топках с жидким шлакоудалением улавливается, как правило, 30—40% шлака. Этот шлак частично выпадает на под прямо из факела за счет агломерации на лету мелких частиц, но в основной части скапливается на поверхности зашипованных экранных труб и по мере накопления шлакового слоя, оплавляясь, стекает с поверхности на под.

В районе пода температура шлака должна обеспечивать его подвижность и свободное вытекание через летку. Поэтому в топках с жидким шлакоудалением горелки располагаются близко к поду, чтобы обеспечить в этом месте максимальную температуру.

Жидкий подвижный шлак активно разъедает обычные огнеупорные материалы. Поэтому на поду поддерживается довольно толстый слой шлака (порядка 200 мм), уровень которого определяется расположением порога летки. Чтобы этот порог не размывало шлаком он выполняется из стальной или чугунной отливки с водяным охлаждением (рис. 8-25).

По мере накопления шлак переливается через край летки и гранулируется в ванне с водой.

В верхней части шлаковой ванны поддерживается температура, обеспечивающая подвижность шлака, но нижние слои ввиду наличия теплоотвода и малой теплопроводности шлака находятся в высоковязком или даже застывшем состоянии; это и предохраняет под от разъедания шлаком. В ряде конструкций под лежит на экранных трубках, что обеспечивает более интенсивное его охлаждение.

В однокамерных топках зона плавления не отделена от зоны охлаждения; это снижает температуру вблизи пода и ограничивает возможность использования топлив с тугоплавкой золой.

Для повышения температуры в зоне плав-

¹ Особенно эффективно использование жидкого шлака для производства шлаковой ваты, реализованное на ряде котлов в СССР.

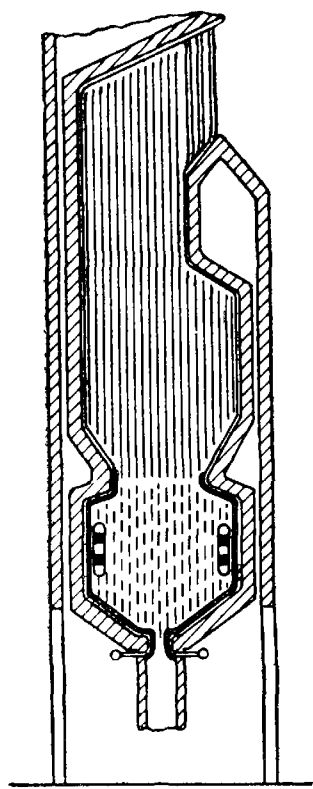


Рис. 8-26. Топка с суженным переходом между зонами плавления и охлаждения.

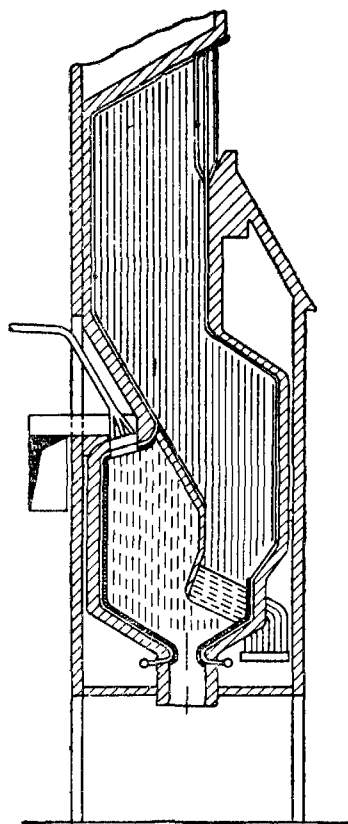


Рис. 8-27. Двухкамерная топка с жидким шлакоудалением.

ления иногда прибегают к сужению перехода между обеими зонами (рис. 8-26).

Более полное отделение зоны плавения от зоны охлаждения и одновременно довольно значительное увеличение улавливания золы в топке достигается в двухкамерных топках (рис. 8-27). В этих топках стены первой камеры покрыты зашипованными экранными трубами, а на выходе из нее установлен двух или трехрядный пучок труб, покрытых шипами по всей окружности. В первой камере в основном завершается сгорание топлива. Вторая камера, полностью экранированная гладкими трубами, является камерой охлаждения. В первой камере горелки чаще всего размещаются на потолке и факел направлен вниз на под, покрытый слоем жидкого шлака, что способствует улавливанию золы.

В камере сгорания тепловые напряжения составляют $(500—800) \cdot 10^3$ ккал/м³ · ч, а температура на выходе из этой камеры достигает обычно 1500—1600°С и выше. Зола находится в расплавленном состоянии, и капельки ее, попадая на футерованные трубы пучка, расположенного на выходе в камеру охлаждения, стекают с них в шлаковую ванну. С учетом дополнительного улавливания золы пучком труб двухкамерные топки осаждают около 50—60% всей золы, а при многозольном топливе и до 70%.

Для нормальной работы таких топок требуется, чтобы топливо содержало достаточное количество летучих и горение успевало завершаться в основном в первой камере.

Кроме того, требуется, чтобы температура плавления золы не была слишком высокой, хотя в этом отношении двухкамерные топки предъявляют меньшие требования, чем однокамерные, особенно при большой мощности котлоагрегата.

С переходом на более тугоплавкую золу сильно возрастает температура слоя шлака, стекающего по стенкам первой камеры и соответственно увеличивается обратное излучение этого слоя на факел, что приводит к значительному уменьшению теплопоглощения экранов. Уменьшение теплоотвода приводит в свою очередь к возрастанию температуры в камере сгорания.

Значительное влияние оказывает на теплообмен в топочной камере и понижение нагрузки топки. Возникающее при этом снижение температуры (из-за уменьшения тепловыделения на единицу поверхности экранов) тормозится падением тепловосприятости экранов за счет утолщения пленки шлака на стенках.

В целом температура на выходе из первой камеры слабо меняется с изменением нагрузки котлоагрегата; величина этой температуры тем выше, чем более тугоплавка зола и чем больше мощность котлоагрегата (меньше поверхности экранов на единицу тепловыделения).

Рассмотренные топки мало пригодны для сжигания тощих углей с легкоплавкой золой, особенно при небольшой мощности котлоагрегата, когда температура в камере падает до уровня, уже не обеспечивающего интенсивное сгорание тощего угля.

Двухкамерные топки широко применяются в Западной Германии, Чехословакии и некоторых других странах. В США они применялись, но за последнее время вытеснены циклонными топками.

8-6. ВИХРЕВЫЕ (ЦИКЛОННЫЕ) ТОПКИ

Все вышеописанные топки работают по принципу факельного сжигания топлива, когда мелкие частицы его, перемещаясь вместе с потоком газов, сгорают на лету. В таких топках время горения любых частиц топлива не должно превышать времени пребывания газов в топочной камере, которое примерно обратно пропорционально тепловой нагрузке объема топочной камеры и составляет с учетом

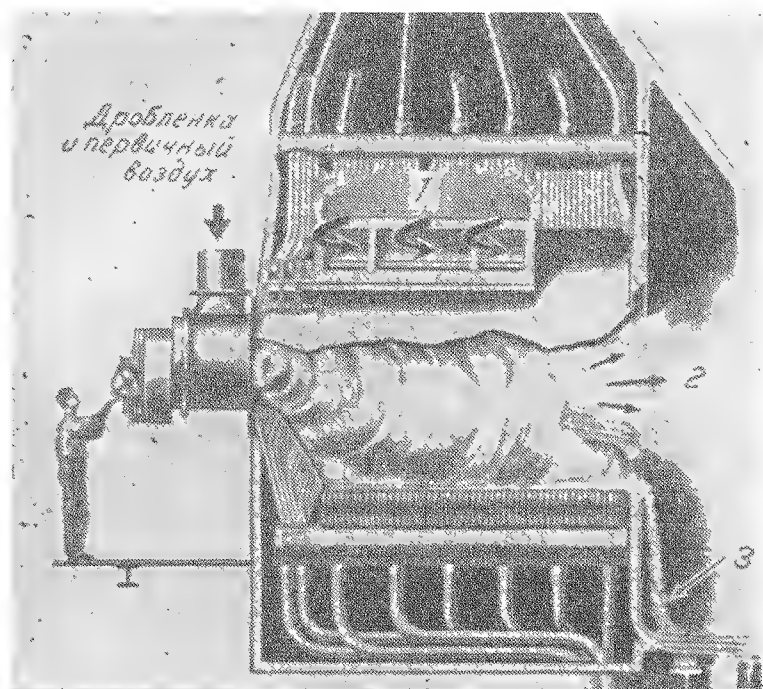


Рис. 8-23 Горизонтальный циклонный предтопок.

1 — ввод вторичного воздуха; 2 — выход продуктов сгорания в топку, 3 — выход жидкого шлака.

степени заполнения топки факелом при $BQ_n^p/V_m = 150\,000 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$ порядка 3 сек, а при $BQ_n^p/V_m = 500\,000 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$ только около 1 сек.

Для завершения сгорания частиц за столь малое время размер их не должен превышать 100 мк (для топлив с малым выходом летучих). Для высокорекреакционных топлив максимальный размер частиц может быть больше, но для любого топлива (кроме фрезторфа, частицы которого обладают высокой парусностью) его нельзя иметь выше 0,5 мм во избежание опасности выпадения крупных частиц из потока.

В вихревых топках крупные частицы поддерживаются на лету за счет несущей силы мощного вихря, образующегося в циклонных предтопках (рис. 8-28), и поэтому опасность выпадения частиц отсутствует даже при размерах их в 5—6 мм и выше.

Вместе с тем в таких топках отверстие для выхода газов из циклона в камеру охлаждения занимает только центральную часть сечения и в него не могут попасть крупные частицы, отбрасываемые центробежной силой в периферийную зону.

Частицы топлива вращаются в циклоне до тех пор, пока они либо не сгорят полностью, либо не обгорят до таких размеров, когда поток газов сможет их увлечь через выходное отверстие. При скоростях вращения и разме-

рах выходного отверстия, применяемых в циклонных предтопках, из них могут вылетать только очень мелкие частицы, порядка 10 мк, обычно содержащие уже только золу. Поэтому в циклонных топках время сгорания крупных частиц угля не ограничено временем пребывания топочных газов в циклонном предтопке.

В циклонных предтопках можно сжигать не только угольную пыль, но и грубодробленый уголь. Допустимая крупность частиц зависит от интенсивности вращения вихря, что в свою очередь определяется выходными скоростями тангенциально подводимого воздуха.

В горизонтальных (а также слабо наклоненных) циклонных предтопках (рис. 8-29) скорости выхода воздуха порядка 120 м/сек и выше. Это требует давления воздуха порядка 600—900 мм вод. ст., но зато позволяет сжигать уголь с размерами частиц до 5—6 мм. Однако практически, особенно в Западной Германии, часто ограничиваются и в горизонтальных циклонах сжиганием грубой пыли (примерно 70% частиц менее 90 мк), считая, что это обеспечивает более устойчивую работу топки при небольших расходах на размол, особенно при сжигании высококалорийного угля.

Горизонтальные циклоны обычно имеют малое отношение длины к диаметру ($L_n/D_n = 1—1,3$). Диаметр горизонтальных циклонов обычно составляет от 1,8 до 2,7 м, но в ряде случаев применяют и циклоны меньшего диаметра (до 1,1 м).

Эти топки характеризуются высокими форсировками сечения топочной камеры Q/F_n ($10—13 \cdot 10^6 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$ и ее объема BQ_n^p/V_n ($3—6 \cdot 10^6 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$).

Однако и при таких форсировках один крупный циклон может обеспечивать паропроизводительность лишь до 120 т/ч. Поэтому у котлов большой мощности устанавливают несколько горизонтальных циклонов. Все же число циклонов может быть меньше, чем число горелок в 2—4 раза, что упрощает контроль за работой котлоагрегата.

Топки этого типа нашли довольно широкое применение в США, Западной Германии и некоторых других странах.

В США обычно применяются горизонтальные и слабо наклоненные циклоны с аксиальным подводом топлива через горелку с уличным закручиванием потока воздушно-топливной смеси.

Топливо дробится до $R_5 = 5—10\%$. Основ-

ная масса воздуха (70—80%) подается в виде вторичного, тангенциально, через сопла, расположенные вблизи верхней образующей циклонного предтопка на $\frac{2}{3}$ его длины. Скорости вторичного воздуха составляют 120 м/сек и выше. Выход газов из циклона происходит через горловину, диаметр которой составляет 40—45% от диаметра циклона. Эта горловина образована зашипованными экранными трубами и отогнута внутрь циклона примерно на 30% длины цилиндрической части циклона; торец циклона, на котором расположена горелка, слабо конической формы.

Вследствие интенсивного движения потока и очень высоких температур (1700°С и выше) смесеобразование и горение протекают очень активно. Особенно быстро сгорают частички, отбрасываемые на поверхность жидкой пленки шлака и прилипающие к ней, так как они обдуваются потоком с весьма большими относительными скоростями. Они сгорают ранее, чем их может покрыть пленка шлака; это обуславливает почти полное отсутствие горючих в шлаке.

Расплавленные частицы золы отбрасываются на футерованные стенки циклона и образуют на них пленку жидкого шлака, который стекает на нижнюю образующую цилиндрической поверхности и удаляется через летку у выходного конца циклона во вторую камеру. Газы вылетают с большими скоростями (свыше 200 м/сек при полной нагрузке) из горловины во вторую камеру. В большинстве установок последняя представляет собой вторую ступень жидкого шлакоудаления. Она имеет футерованный под в виде ванны жидкого шлака с расположенной в центре его леткой.

Против горловины на расстоянии порядка одного диаметра ее (считая от выхода из горловины) расположена стенка из зашипованных труб. Газы, вылетающие из горловины, ударяются об эту стенку, осаждая на ней дополнительное количество золы, и поворачивают вниз к шлаковой ванне. У ванны происходит поворот потока в горизонтальном направлении и затем вверх. При выходе через пучок зашипованных труб в камеру охлаждения опять имеет место некоторое удаление шлака из газов. В итоге топки такого типа задерживают 90 и более процентов всего шлака. В топках без второй ступени улавливания (выход из горловины прямо в камеру охлаждения) остается примерно 85% шлака.

В США существует мнение, что для успешной работы таких топок температура размягчения шлака (в восстановительной среде) не

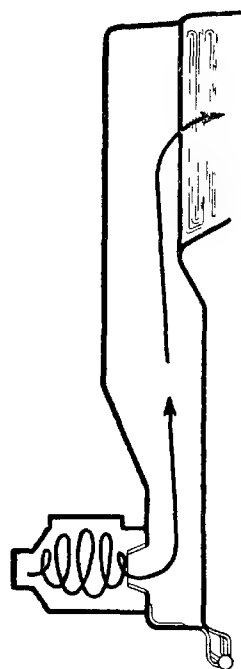


Рис. 8-29. Топка с горизонтальными циклонными предтопками.

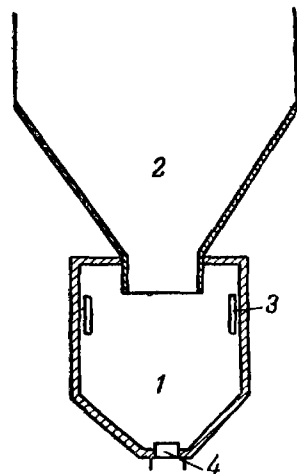


Рис. 8-30. Схема топки с вертикальным циклонным предтопком.

1 — циклонный предтопок; 2 — камера охлаждения; 3 — подача топлива и воздуха; 4 — шлаковая летка.

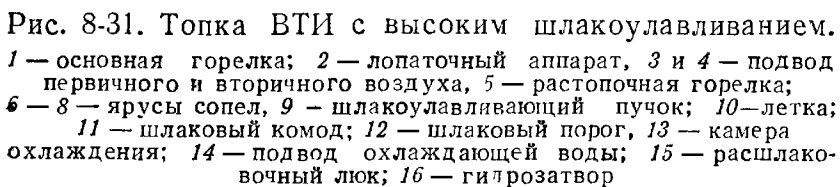
должна превышать 1370°С, а вязкость шлака при 1430°С не должна быть выше 250 пз. Эти данные относятся к температуре воздуха порядка 300°С и могут быть повышены при более высоком подогреве его.

Следует иметь в виду, что такие циклоны работают с малым избытком воздуха в полувосстановительной атмосфере, и поэтому железо в шлаке может переходить из Fe_2O_3 в FeO , что сильно понижает температуру плавления шлака сравнительно с величинами, полученными в окислительной атмосфере.

В Западной Германии, где такие топки также нашли распространение, топливо обычно подают тангенциально. При этом сжигается не дробленка, а грубая пыль. В остальном западно-германские топки с горизонтальными циклонами аналогичны топкам США. Сжигание пыли несколько снижает степень золоулавливания, составляющую в Западной Германии при наличии второй ступени шлакоулавливания около 85%.

С другой стороны, в Западной Германии считают, что в таких топках можно сжигать угли с температурой плавления золы до 1550°С и при малом количестве летучих (до $V^2 = 8\%$). Это может быть связано с иным характером шлака западно-германских каменных углей и с сжиганием их в виде пыли.

В германских топках с вертикальными циклонами (рис. 8-30) обычно применяют относительно малые выходные скорости, порядка 20—40 м/сек, и поэтому ограничиваются сжиганием угрубленной пыли ($R_{90} \approx 30\text{—}40\%$).



В этих топках применяют умеренные форси-

К достоинствам циклонных топок, особенно при сжигании дробленки, следует отнести малые расходы на ремонт топочного и топливоприготовительного оборудования, которые обычно составляют около 25% от соответ-

ствующих расходов при обычных факельных топках.

Суммарный расход энергии на собственные нужды в циклонных топках, сжигающих дробленку высококалорийных углей, получается того же порядка, как и в обычных факельных, так как уменьшение расходов на измельчение компенсируется увеличением мощности вентиляторов. При низкокалорийных, трудно размалываемых углях, когда расход на размол значительно выше, переход на сжигание дробленки приводит к заметному снижению общей величины расхода энергии на собственные нужды.

Занос конвективных поверхностей летучей золой при циклонных топках, как и при всех топках с глубоким золоулавливанием, возрастает, но шлакование топочной камеры сильно уменьшается. Это позволяет полностью отказаться от обдувки отдельных зон экранов

вручную, что от времени до времени требуется иногда в обычных топках.

Отсутствие необходимости предусматривать ручную обдувку облегчает переход на работу котлоагрегата с наддувом.

Высокая степень золоулавливания позволяет либо вообще обходиться без золоуловителей, либо применять при меньшей степени золоулавливания в топке и большей зольности топлива газоочистители с малым к п. д. Следует, однако, отметить, что летучая зола в этих случаях очень мелка и поэтому использование циклонов мало эффективно; лучше применять в этих случаях электрофильтры или мокрые золоуловители.

При применении золоуловителей летучую золу целесообразно подавать обратно в циклонную камеру, чтобы избежать устройств для транспорта летучей золы и выдавать всю золу в виде гранулированного шлака.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИЙ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

9-1. ПЕРИОД ДО ВНЕДРЕНИЯ ВЫСОКИХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА

Первые паровые котлы выполнялись в виде частично заполненных водой сосудов, обогреваемых снаружи. Форма этих сосудов была различной, но наиболее приспособленной к восприятию внутреннего давления и вместе с тем могущей дать довольно значительную величину поверхности нагрева оказалась форма удлиненного горизонтального цилиндра. Однако рост поверхности нагрева цилиндрического котла за счет увеличения размеров основного цилиндра приводил к значительному возрастанию габаритов и веса котла. Поэтому уже в начальный период развития паровых котлов были начаты поиски других путей увеличения поверхности нагрева. Два направления оказались перспективными и определили развитие паровых котлов более чем на 150 лет. Первым было создание дополнительных поверхностей нагрева в виде труб, обогреваемых топочными газами изнутри и расположенных внутри основного цилиндра («газотрубные» котлы); вторым — присоединение к основному цилиндру системы труб, расположенных вне его и обогреваемых снаружи («водотрубные» котлы).

Газотрубные котлы выполнялись путем расположения в водяном пространстве

основного, обычно горизонтального цилиндра, параллельно оси его одной-двух, реже трех труб большого диаметра — 500—800 мм («жаротрубные» котлы) или целого пучка труб малого диаметра — 50—150 мм («дымогарные» котлы). Эти трубы укреплялись в днищах основного барабана и продукты сгорания («топочные газы») проходили по трубам, обогревая их изнутри.

Наибольшее распространение нашли котлы с жаровыми трубами (рис. 9-1), строившиеся с начала XIX века и почти до настоящего времени. Значительным преимуществом этих котлов было размещение топки (обычно ручной колосниковой решетки) внутри жаровых труб. Топочное пространство при этом было окружено со всех сторон высокоэффективной радиационной поверхностью нагрева, что позволяло сильно охладить газы в пределах топки и исключало необходимость в дорогой и требовавшей частых ремонтов огнеупорной кладки. По существу это была первая полностью экранированная топка, хорошо приспособленная для работы на высокосортных каменных углях.

Недостатком жаротрубных котлов являлась ограниченная возможность увеличения полной поверхности нагрева (жаровых труб и обогре-

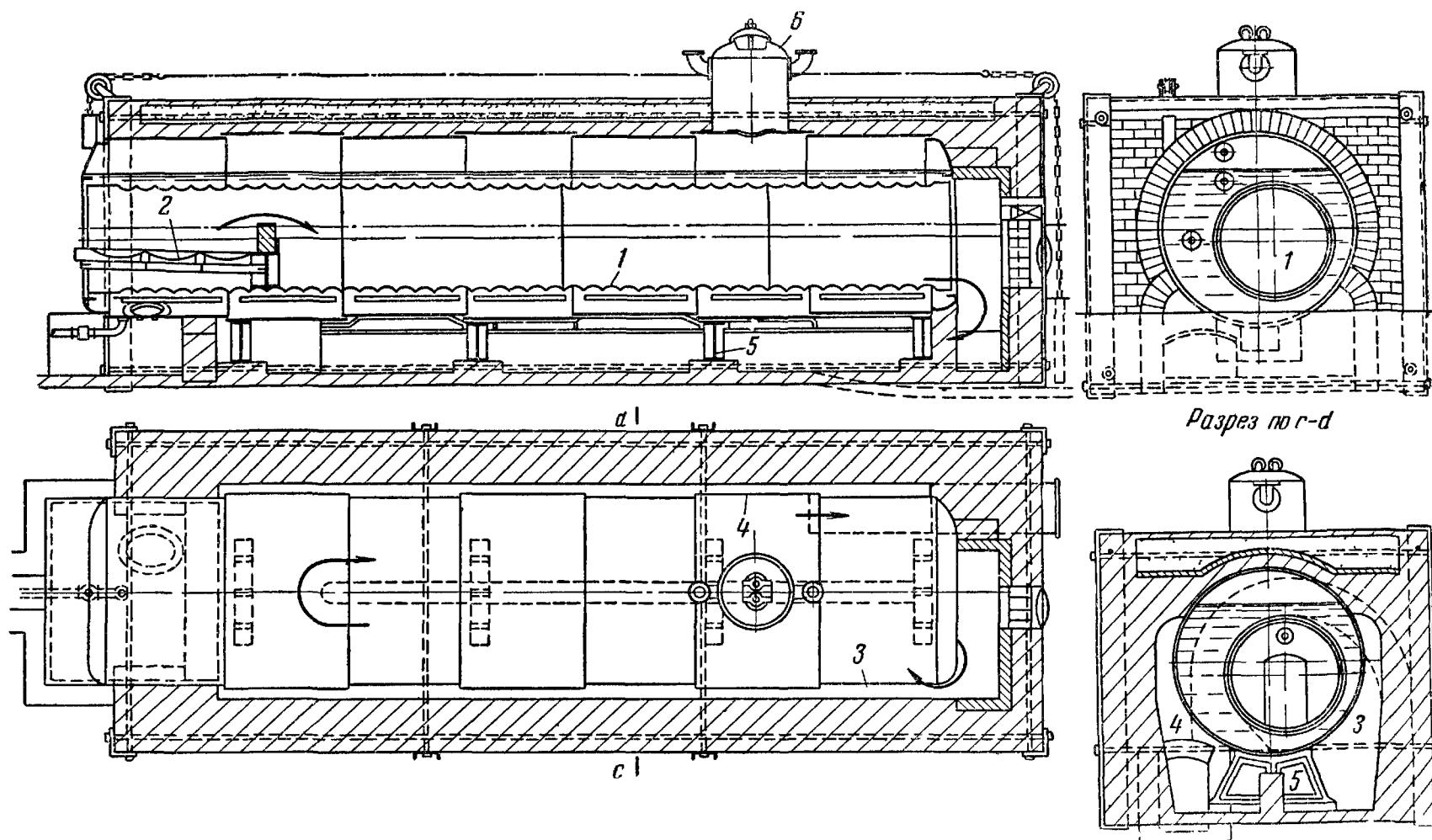
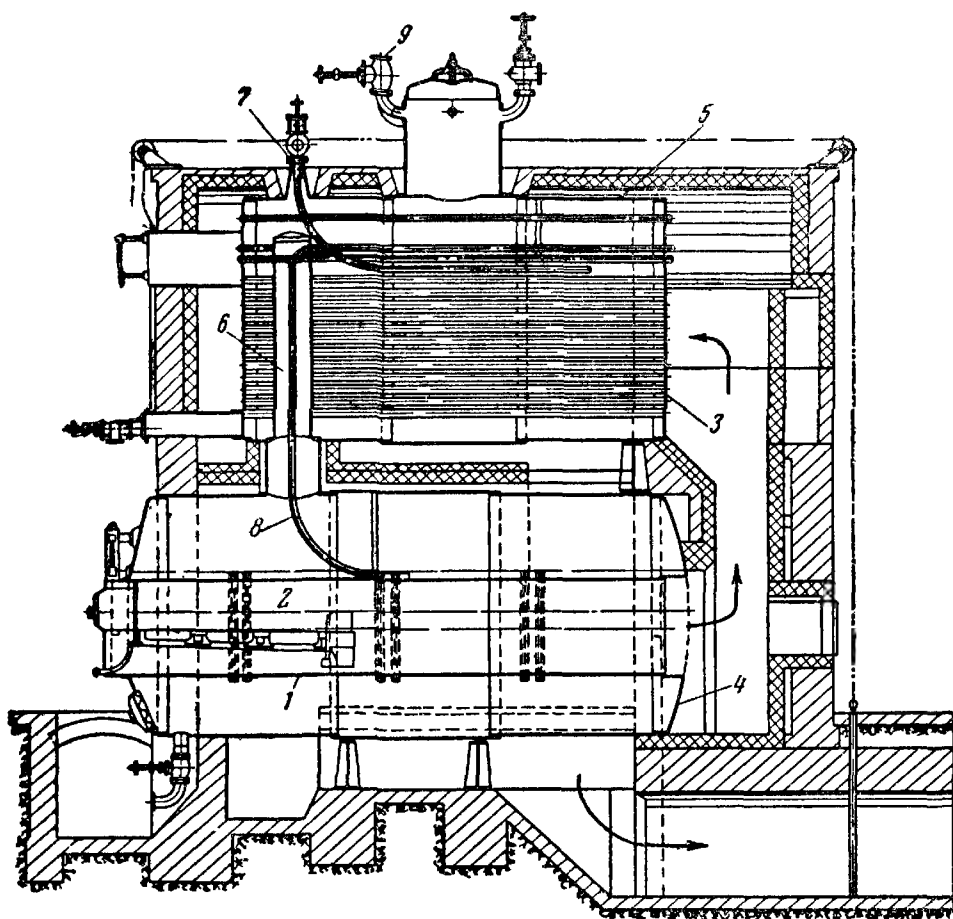


Рис. 9-1. Котел с жаровой трубой.

1 — жаровая труба; 2 — топка; 3 — второй ход дымовых газов; 4 — третий ход; 5 — ступицы; 6 — сушопарник.



ваемой части основного цилиндра). Так, для котлов с двумя жаровыми трубами максимальная поверхность нагрева составляла примерно 120 м^2 . Это ограничивало производительность котла, которая к тому же лимитировалась и размерами решетки, размещавшейся в жаровых трубах. Поэтому даже на высококачественном угле жаротрубные котлы давали пара не более $2\text{--}2,5 \text{ т/ч}$; при худших топливах эту нагрузку можно было получать лишь при выносных топках, что сильно увеличивало и без того значительную площадь, занимаемую котлом.

Рис. 9-2. Комбинированный жаротрубно-дымогарный котел.

1 — жаровая труба; 2 — топка; 3 — дымогарные трубы; 4 — нижний барабан; 5 — верхний барабан; 6 — труба, соединяющая паровые пространства барабанов; 7 — ввод питательной воды; 8 — труба, подводящая воду из верхнего барабана в нижний; 9 — отвод пара из котла.

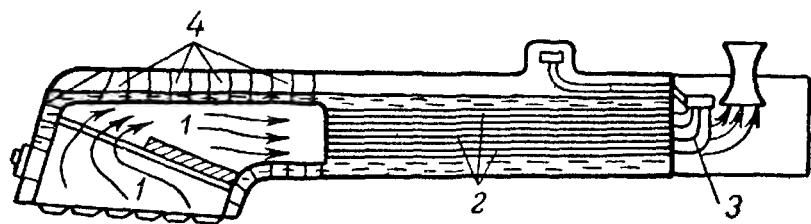


Рис. 9-3. Схема паровозного котла серии ФД.

1 — топочная камера с плоскими стенками; 2 — пучок дымогарных труб; 3 — трубки пароперегревателя, 4 — связи, укрепляющие плоские стенки.

Котлы с дымогарными трубками позволяли разместить в единице объема основного барабана большую поверхность нагрева, что позволяло при более коротком барабане ($L \approx 6$ м вместо 10—12 м у жаротрубного котла) иметь общую поверхность нагрева до 150—180 м². Еще большую поверхность (до 300 м²) имели комбинированные стационарные котлы (рис. 9-2), в которых топки размещались в жаровых трубах, а более глубокое охлаждение газов осуществлялось в пучке дымогарных труб. Все же и у таких котлов было трудно получить паропроизводительность свыше 4 т/ч, главным образом из-за ограниченности габаритов топки. Только в паровозных котлах паропроизводительность была значительно поднята (например, в котле паровоза ФД 1931 г. до 20 т/ч). Это достигалось, однако, как ценой очень большого усложнения топки (рис. 9-3), выполнявшейся в виде прямоугольной коробки с плоскими стенками, укрепленными сотнями связей, так и путем форсировки котла, приводившей к сильному снижению его к. п. д. (при полной нагрузке даже в котлах 1930—1950 гг. $\eta = 65—70\%$).

Весьма ограниченными были возможности повышения давления в связи с большим диаметром основного барабана и трудностями выполнения прочных днищ (особенно в дымогарных котлах). Не подходили эти котлы и для получения пара высокой температуры, так как перегреватель удобно было размещать только после жаровых труб, т. е. в зоне низких температур газов.

В итоге газотрубные котлы уже к концу XIX века потеряли свое значение для крупных (по тому времени) установок. В настоящее время газотрубные котлы применяются лишь в промышленных котельных, вырабатывающих пар низкого давления для технологических и отопительных целей, и постепенно вытесняются даже оттуда.

Особым видом газотрубных котлов, применяемым и в настоящее время, являются вертикальные котлы малой мощности

(до 0,5—0,7 т/ч). Эти котлы представляют собой тот же основной цилиндр с жаровой трубой, расположенной вертикально. В этом случае верхняя часть жаровой трубы проходит сквозь паровое пространство и, следовательно, плохо охлаждается. Поэтому температура газов, проходящих по этой части трубы, должна быть невысокой (при длительной работе не выше 500—550° С).

Для снижения температуры размещают в жаровой трубе дополнительную поверхность нагрева, обычно в виде пучков наклонных труб, омываемых газами снаружи. Одним из наиболее удачных котлов этого типа был вертикальный котел Шухова (рис. 9-4), сконструированный в конце XIX века и сохранившийся в производстве до настоящего времени.

Водотрубные котлы начали разрабатываться несколько позднее и оказались более перспективными.

Вначале увеличение поверхности нагрева осуществлялось присоединением к основному цилиндру («барабану») нескольких труб большого диаметра. Это давало лишь ограниченное развитие поверхности нагрева при заметном увеличении габаритов котла.

Более эффективным явилось присоединение к барабану целого пучка труб малого диаметра (собственно водотрубные котлы).

Вопрос о методе присоединения этих труб к барабану на протяжении длительного времени решался двумя путями. Первый характеризовался присоединением концов труб — обычно прямых, слабо наклоненных к горизонту, к специальным сборникам (камерам, секционным коробкам), расположен-

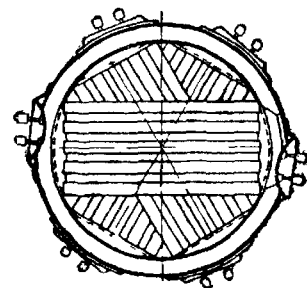
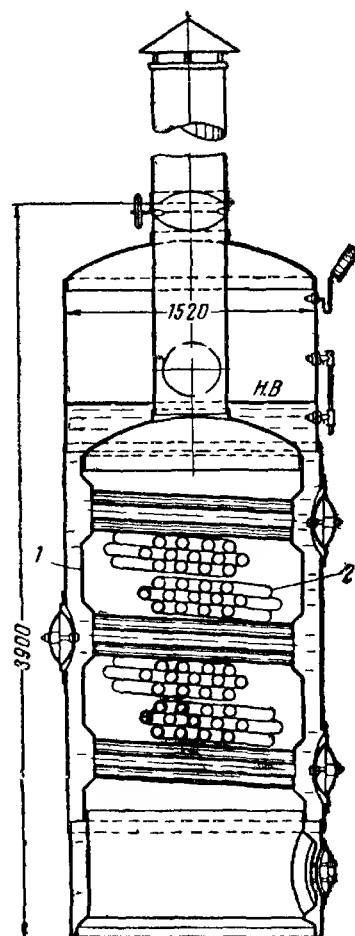


Рис. 9-4. Вертикальный котел Шухова.

1 — жаровая труба; 2 — водогрейные трубы.

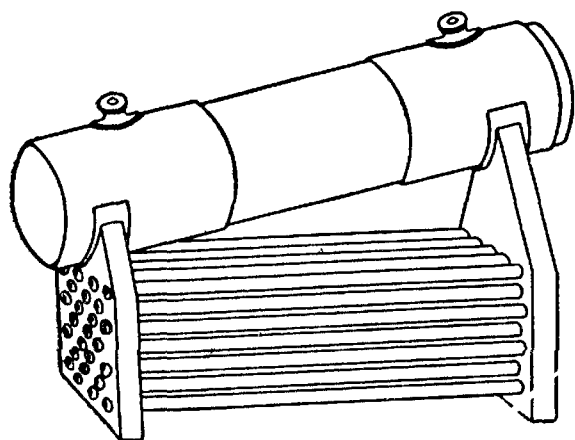


Рис. 9-5. Схема двухкамерного горизонтально-водотрубного котла.

ным под основным барабаном и соединенным с ним (горизонтально-водотрубные котлы).

В начальный период развития горизонтально-водотрубных котлов для объединения труб применялись плоские камеры (рис. 9-5), стенки которых соединялись между собой многочисленными связями.

Две таких камеры присоединялись к барабану специальными «воротниками» и имели различную высоту, что обеспечивало пучку труб должный наклон (обычно $10-15^\circ$). Образующийся в наклонных трубах пар поднимался к верхней (обычно передней) камере, увлекая с собой воду, и через камеру поднимался в барабан. Вода, отделившаяся в барабане от пара и смешавшаяся с подаваемой в барабан питательной водой, опускалась по задней камере и распределялась по трубам.

Таким образом, циркуляционный контур котла состоял из барабана, задней камеры, пучка труб, передней камеры и барабана.

Трубы закреплялись в отверстиях стенки камеры путем развальцовки; для введения вальцовочного инструмента в противоположной стенке камеры имелось против каждой трубы отверстие, закрывавшееся специальным затвором. Эти же отверстия служили для осмотра и очистки внутренней поверхности труб от накипи, что имело большое значение, поскольку в этот период времени котлы питались не обработанной водой. В этих условиях слой накипи нарастал довольно быстро и, несмотря на частые остановки котлов для внутренней очистки, повреждения труб из-за перегрева металла («пережог» труб) были обычным явлением.

Наличие отверстий в камерах позволяло извлекать поврежденные трубы и ставить новые снаружи, т. е. вскоре после спуска воды из котла, не дожидаясь полного остывания кирпичной кладки топки.

Для улучшения теплообмена между газами и трубным пучком применялись кирпичные перегородки, разделявшие пучок труб на несколько газоходов. Это удлиняло путь газов и увеличивало скорость газового потока.

Большим недостатком первых горизонтально-водотрубных котлов являлось наличие плоских камер с многочисленными связями, сложных в изготовлении, индивидуальных для каждого типоразмера котла. Кроме того, размеры камер (и, следовательно, ширина котла) ограничивались габаритами железнодорожного транспорта.

Значительным шагом вперед явилось применение взамен сплошных камер секционных коробок, объединявших только один (редко два) ряда труб по высоте. Это нововведение обеспечило возможность собирать из нормализованных секций котлы различной поверхности и (при сборке котла из секций на месте) сняло ограничения развития котла по ширине (рис. 9-6).

Однако последнее было реализовано в полной мере лишь при переходе с продольного на поперечное расположение барабана, когда ширина фронта могла быть доведена до пределов, ограничиваемых лишь длиной барабана ($10-12$ м).

Котел с поперечным барабаном, впервые примененный в судовых установках и поэто-

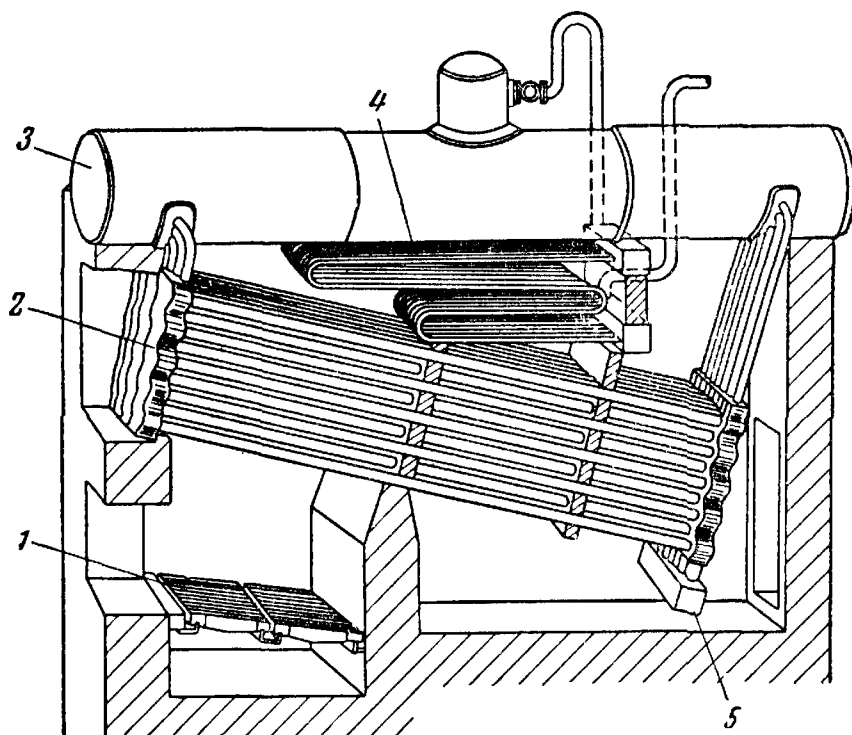


Рис. 9-6. Схема секционного горизонтального водотрубного котла с продольным барабаном.

1 — ручная колосниковая решетка; 2 — секции; 3 — барабан; 4 — пароперегреватель; 5 — грязевик.

му получивший название «морского», показан на рис. 9-7.

В камерных котлах трубки обычно располагались в шахматном порядке; в секционных котлах для получения расположения, близкого к шахматному, применялась змеевидная форма коробок (рис. 9-8).

Второе направление развития водотрубных котлов, получившее широкое развитие несколько позднее (начало XX века), сводилось к непосредственному присоединению крутонаклонных пучков труб к нескольким барабанам, соединяемым самими пучками труб в одно целое (вертикально-водотрубные котлы; рис. 9-9).

Значительным преимуществом таких котлов являлась возможность доступа к концам труб (для их завальцовки и очистки) из барабана, размеры которого ($D_{вн} = 800—1\,500\text{ мм}$) обеспечивали доступность внутренней полости и возможность работы внутри. Это позволяло заменить многочисленные (по два на каждую трубу), дорогие и трудно уплотняемые лючковые затворы камер или секций одним лазом с размером, достаточным для того, чтобы сквозь лаз мог пролезать человек (обычно овальное отверстие $300 \times 400\text{ мм}$ в днище барабана).

Вертикально-водотрубные котлы занимали меньшую площадь пола, и циркуляция воды в них могла быть обеспечена лучше, чем в горизонтально-водотрубных котлах с малым углом наклона труб к горизонту и сильным сужением проходного сечения для воды и пароводяной смеси в коробках секции и трубах, соединяющих их с барабаном. Однако смена труб в вертикально-водотрубных котлах была затруднительнее, особенно для труб, расположенных в глубине пучка, и проводилась из газопроводов, т. е. только после полного остывания кладки.

Первое время и в этих котлах стремились сохранить плотный пучок прямых труб, однако скоро перешли на применение труб с изогнутыми концами, что позволило иметь радиальный вход трубы в стенку барабана, обеспечивавший надежную развальцовку концов трубы и уменьшение напряжения в трубах при их неодинаковом удлинении. К этому времени (1905—1910 гг.) уже были разработаны шарошки на гибком валу, позволившие проводить очистку внутренней поверхности изогнутых труб.

Однако развитие поверхности нагрева шло не только за счет самого котла. Уже в середине XIX века появились водяные эконо-

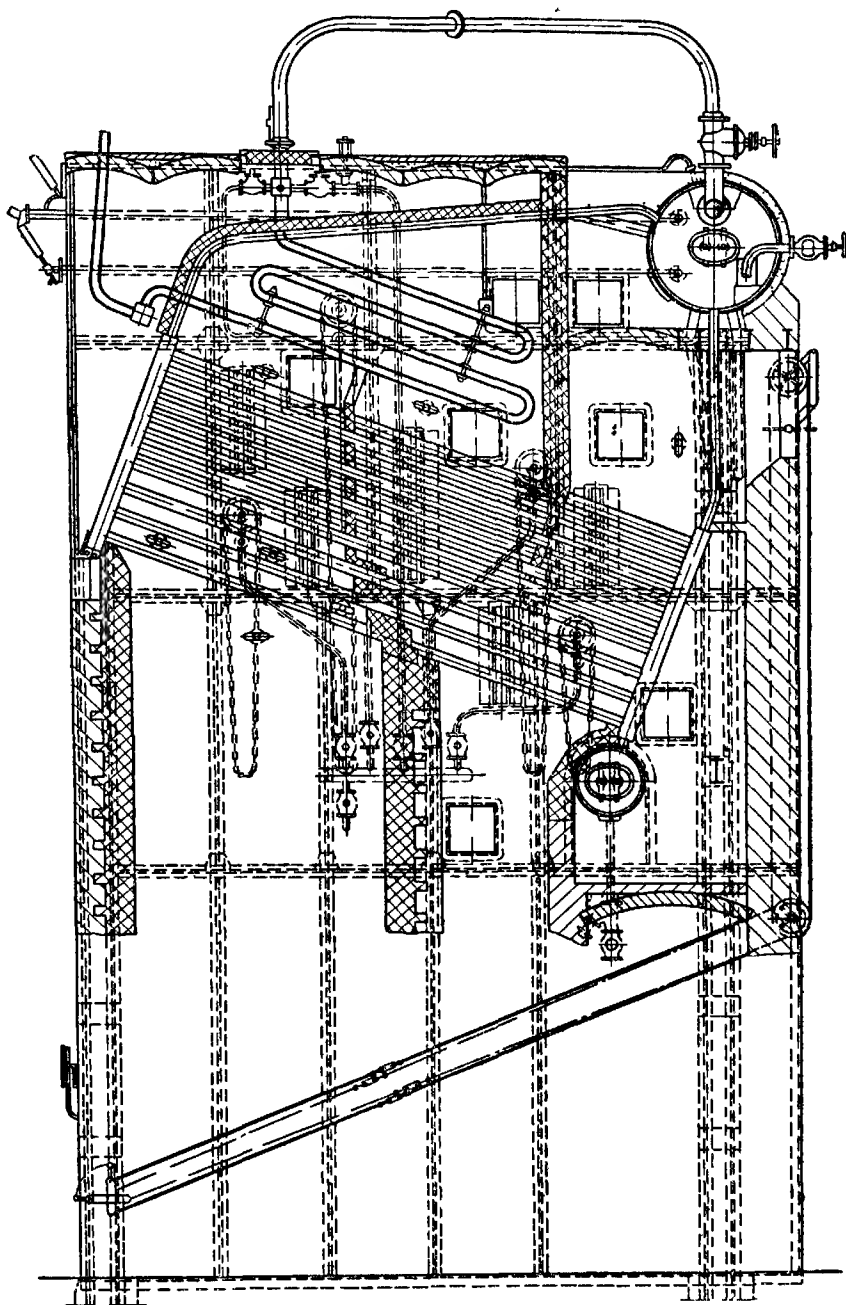


Рис. 9-7. Горизонтально-водотрубный секционный котел с поперечным барабаном.

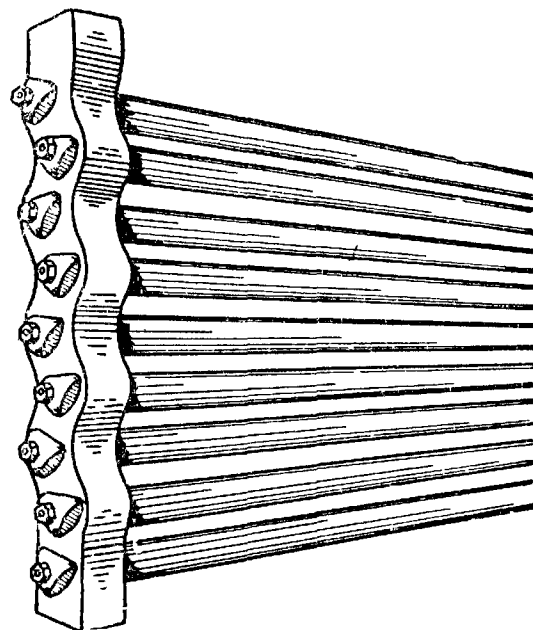


Рис. 9-8. Змеевидная камера секционного котла с кипящими трубами.

майзеры — поверхности нагрева, обогреваемые отходящими газами котлов и служившие для подогрева воды, поступающей в эти котлы. Применение экономайзеров оказалось очень эффективным, так как температурный напор в них был выше, чем у котла ($t_{\text{воды}} < t_{\text{нас}}$),

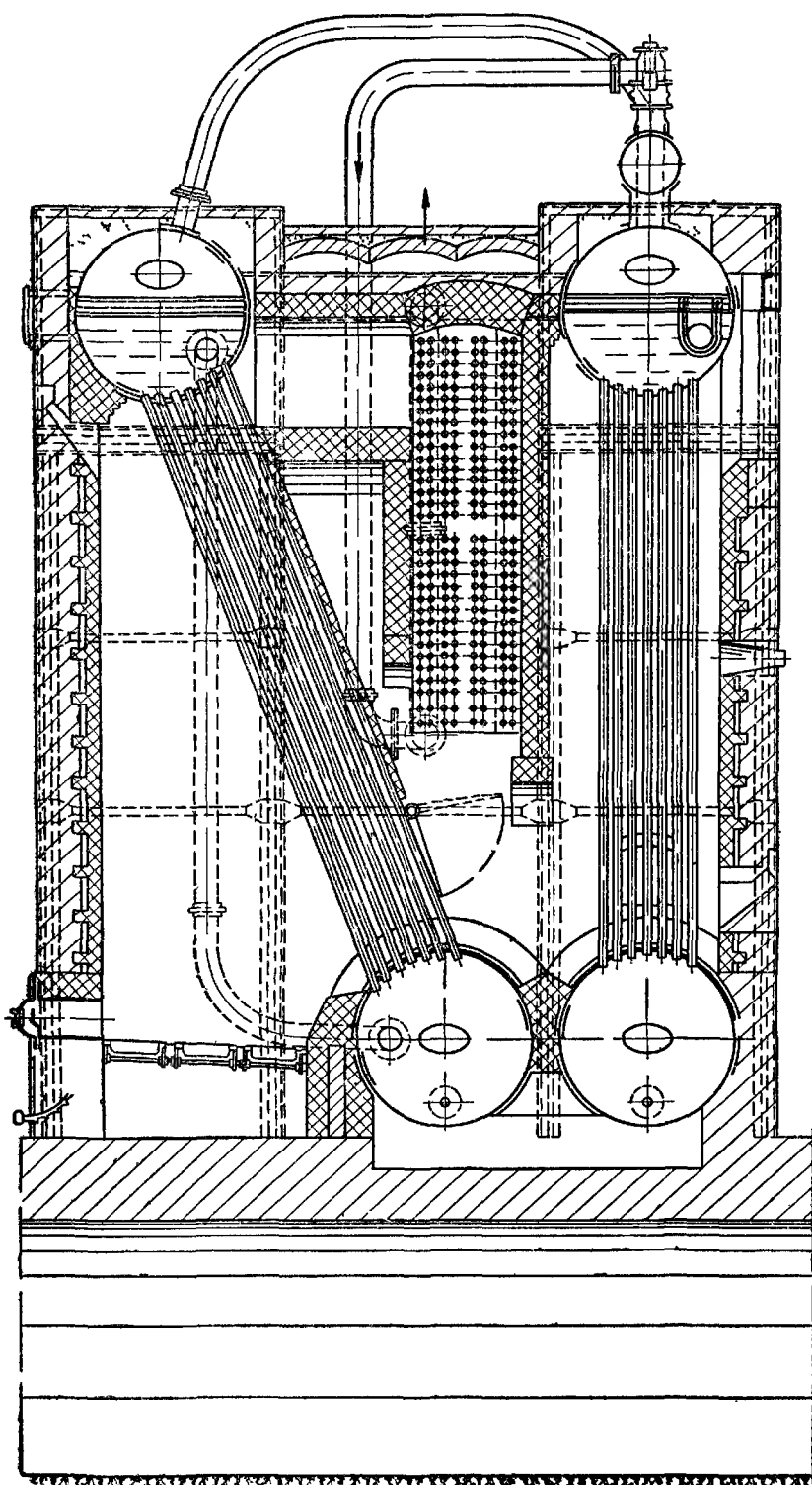


Рис. 99. Четырехбарабанный вертикально-водотрубный котел.

а сами экономайзеры выполнялись из дешевого чугунного литья.

Поэтому экономайзеры получили очень быстрое распространение и к концу XIX века большинство крупных котельных было оборудовано экономайзерами.

Первоначально их устанавливали в газоходах, отводивших газы от целой группы котлов к дымовым трубам, но к началу XX века начался переход к индивидуальным экономайзерам, составлявшим часть котла и органически соединенным с ним.

Установленная к 1860 г. целесообразность перегрева пара потребовала введения для этой цели специальных поверхностей нагрева — пароперегревателей.

Вначале применялся небольшой перегрев пара, и только начиная с начала XX века, введение для паровых машин минеральных смазочных масел позволило поднять температуру пара до 360—375° С.

Увеличение мощности котлов и соответственный рост расхода топлива сделали невозможным ручную подачу угля в топку. Поэтому в конце XIX века начинается широкое применение механизированных и полумеханизированных топочных устройств, из которых наибольшее распространение для крупных по тому времени установок приобретают цепные решетки, а в США — топки с нижней подачей.

Таким образом, на пороге XX века оформились котельные агрегаты, включавшие механизированное топочное устройство, собственно котел (испаритель), пароперегреватель и водяной экономайзер (водоподогреватель).

До этого времени паровые котлы обслуживали индивидуальные паросиловые установки, мощность которых была ограничена обслуживанием потребителей, расположенных, как правило, в данном здании — в пределах радиуса действия ременной или канатной передачи. Поэтому крупные предприятия имели ряд отдельных паросиловых установок и мощность каждой котельной оставалась небольшой.

Положение резко изменилось с началом внедрения электрической энергии. Уже в первые десятилетия строительства электростанций (1882—1900 гг.) выявилась возможность обслуживания от одной станции большого числа промышленных предприятий и целых районов большого города. Быстро выросла потребность в электроэнергии для освещения и, особенно, для бурно развивавшегося электрического городского транспорта (трамвай). Все это привело к возникновению потребности в центральных электрических станциях большой мощности.

Уже в 1900 г. в США были построены первые крупные станции с паровыми машинами единичной мощностью около 3 000 квт и об-

шей мощностью до 50 000 кВт, требовавшие при тогдашнем уровне экономичности паросиловых установок до 600 т/ч пара.

Между тем обычные котлы того времени имели паропроизводительность только 5—6 т/ч и лишь в отдельных случаях до 10—11 т/ч. Это вынуждало устанавливать на одной электростанции до 100 котлов и более. Естественно, что такое решение нельзя было считать удовлетворительным, так как при этом требовались большое количество персонала и громадная площадь застройки, недопустимая, особенно при расположении этих станций в черте большого города. Применяли даже расположение котлов в несколько этажей, но и это не давало удовлетворительных результатов.

Положение стало еще более напряженным в последующие годы, когда на смену громоздкой поршневой паровой машине пришла быстроходная и малогабаритная паровая турбина. С ее появлением на электростанциях единичная мощность паровых двигателей начала быстро расти, достигнув в конце первого десятилетия XX века 15 000 кВт, а к 1916 г. уже 50 000 кВт.

В итоге создалась острая необходимость резкого увеличения единичной мощности котлоагрегатов, что в условиях недостаточной изученности рабочих процессов котлов и отсутствия надежных методов расчета их паропроизводительности представляло собой очень трудную задачу.

Первые попытки решения этой задачи путем механического увеличения поверхности нагрева самого котла до 800—1 000 м² (1911—1914 гг.) не дали результата из-за недостаточной мощности топочных устройств.

Усовершенствование цепных решеток и топок с нижней подачей и значительное развитие лучевоспринимающей поверхности секционных котлов за счет использования всей длины труб первого ряда (рис. 9-10) позволили довести максимальную паропроизводительность к 1910 г. до ~25 т/ч. Однако дальнейшее увеличение паропроизводительности требовало иного подхода к конструированию котельных агрегатов, требовало подведения под котлостроение научной базы.

До начала XX века, а в значительной степени и до первой мировой войны расчеты котлов основывались на чисто эмпирических зависимостях «допустимого съема пара с единицы поверхности нагрева» (D/H кг/м²·ч) и «допустимой форсировки поверхности решетки» (B/R кг топлива/м²·ч).

Поверхность нагрева котла, требуемая для

получения данной паропроизводительности, определялась исходя из значений D/H , установленных эмпирически для данного типа котла.

Поверхность пароперегревателя принималась равной определенному проценту от поверхности котла. Так же определялась и поверхность нагрева экономайзера. Далее по опытным данным задавался к п. д. котла и, исходя из него, определялся расход топлива, а затем по опытному значению B/R подбирались нужные размеры решетки.

Естественно, что такой способ «расчета» был пригоден для установившихся типов котельного оборудования, но оказался неприемлемым для решения поставленной задачи — создания нового типа котлоагрегата.

Для этого было необходимо установить, чем же определяются общепринятые значения удельного паросъема, и выяснить условия, при которых эти значения могут быть существенно повышены.

Между тем только в начале XX века стали складываться основные представления о закономерностях передачи тепла от газов к поверхности нагрева и, в особенности, от поверхности нагрева к кипящей воде.

Еще на рубеже XIX—XX веков большинство теплотехников полагало, что теплопередача от газов к кипящей воде в значительной степени определяется условиями теплообмена от стенки к кипящей воде. В связи с этим широкое распространение имели всевозможные устройства для форсировки котлов путем увеличения скорости циркуляции воды в котле. Предполагалось, что при большой скорости воды смывается паровая пленка, якобы образующаяся на поверхности нагрева.

Вместе с тем представление о значительной роли паровой пленки, размеры и термическое сопротивление которой не поддавались определению, исключало использование для расчета теплопередачи в газоходах паровых котлов данных о теплоотдаче от газа к стенке, уже имевшихся к тому времени.

Только в 1905 г. В. И. Гриневецкий создал первый научно обоснованный метод расчета паровых котлов, основанный на обобщении имевшихся в то время данных по теплообмену. В частности, используя незадолго до этого появившееся первое исследование теплоотдачи при кипении (Остин), Гриневецкий показал, что даже при отсутствии вынужденного движения кипящей воды термическое сопротивление стенка — вода ничтожно и коэффициент теплопередачи может приниматься приближенно

равным коэффициенту теплоотдачи от газов к поверхности нагрева.

Переход к расчету паропроизводительности единицы поверхности нагрева позволил не только надежно определять форсировку и экономичность котлов но и, главное, дал возможность выбирать при конструировании условия, обеспечивающие значительное увеличение паропроизводительности в котлах новых типов.

Исследование теплоотдачи в котлах и экономайзерах позволило установить основные закономерности передачи тепла от газов к стенке и рационально конструировать поверхности нагрева.

Стало ясным, что увеличение паропроизводительности котла определяется, с одной стороны, топкой, обеспечивающей сжигание нужного количества топлива, и, с другой — поверхностями нагрева, обеспечивающими достаточно полное использование тепла продуктов сгорания.

Для увеличения мощности топки большое значение имело развитие камерного метода сжигания. Этот метод, впервые примененный в России для жидкого топлива еще в конце XIX века, стали использовать для сжигания угольной мелочи. Первоначально факельный процесс развивался плохо из-за недостаточного объема топочной камеры и применения естественной мелочи со сравнительно крупными размерами частиц. Хотя необходимость перехода на большие камеры и тонкий помол угля была установлена еще в 1900 г. Деппом, промышленное развитие камерного сжигания угольной пыли началось лишь с 1918—1920 г.

Толчком к развитию пылесжигания послужили мировой топливный кризис, наступивший после первой мировой войны, и связанная с ним острая необходимость в использовании угольной мелочи, не находившей в то время применения.

Однако уже первые годы применения пылесжигания показали, что этот метод дает возможность резкого увеличения мощности топки.

Первое время топки выполнялись кирпичными, что приводило к быстрому разрушению кладки под влиянием высоких температур и воздействия расплавленных шлаков. Поэтому начали защищать кирпичные стены путем установки перед ними «экранов» в виде рядов кипяточных труб, включенных в общую циркуляционную схему котла. В первых агрегатах защищали трубами только воронки на дне топочной камеры, особенно страдавшие от выпадавших на них шлаков («грануляторы»), однако уже в 1923—1925 гг. появились первые

котлы с экранированием и стен топочной камеры. Экраны оказались не только превосходной защитой кирпичных стен топочной камеры, но и весьма эффективными поверхностями нагрева, имеющими очень высокое удельное тепловосприятие. Развитие экранов позволяло понизить температуру газов, покидающих топку, до температуры застывания золы, что предохраняло от шлакования конвективную поверхность первого пучка труб.

Таким образом, в исключительно короткий срок (3—4 года) появилось топочное устройство почти неограниченной мощности, и притом могущее длительно работать без остановки на ремонт.

Практически одновременно началось широкое применение воздухоподогревателей. Подогрев воздуха был известен и ранее, но его использование для топок с решетками вызвало известные трудности, так как воздух повышенной температуры слабее охлаждал решетку, что приводило при сжигании высококалорийных углей к ускорению износа ряда элементов механической топки.

При камерном сжигании подогрев воздуха оказался очень эффективным средством и для улучшения воспламенения и горения угольной пыли, и для подсушки угля в процессе его размола.

Развитию применения воздухоподогревателей способствовало и то обстоятельство, что в это время начал широко применяться подогрев питательной воды частично отработанным в турбине паром (регенеративный цикл). При повышении температуры питательной воды до 100—150°С глубокое охлаждение газов в экономайзерах оказалось затруднительным, и в этих условиях применение воздухоподогревателей становилось особенно эффективным.

Применявшиеся до этого времени экономайзеры были в большинстве случаев чугунными и поэтому не допускали подогрева воды до температуры, близкой к насыщению. При смешении пароводяной смеси с недогретой водой возможны гидравлические удары, опасные для хрупкого чугуна, и поэтому закипание воды даже в отдельных трубах должно быть исключено. Практически, учитывая неравномерность раздачи воды по трубам, допускался подогрев воды лишь до $t_{н\text{ас}}$ — 40—50°С. При температуре питательной воды 150°С и давлении 30 ата ($t_{н\text{ас}}=240^\circ\text{C}$) это означало возможность подогрева воды в экономайзере только на 40—50°С. Делался ряд попыток применения стальных экономайзеров, поверхность которых выполнялась аналогично ко-

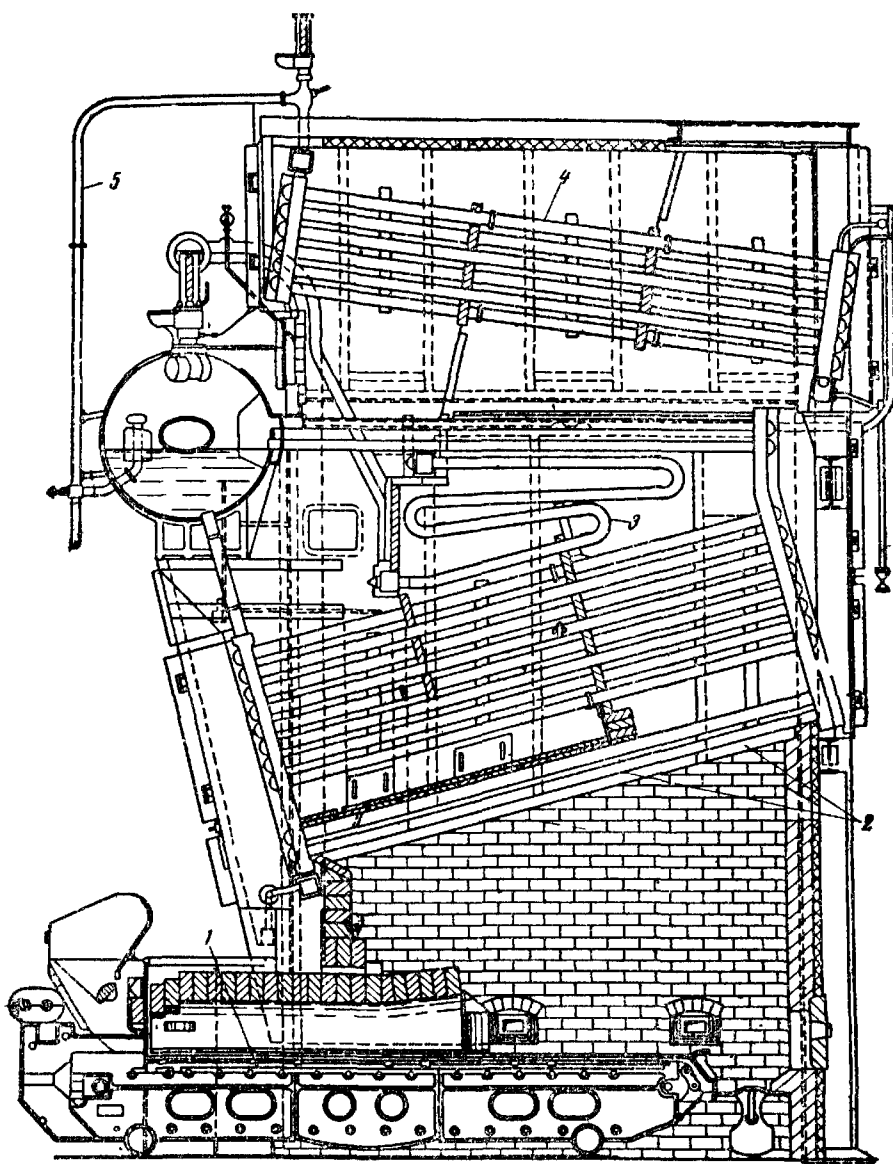


Рис. 9-10. Горизонтально-водотрубный котел с увеличенной радиационной поверхностью и секционным экономайзером.

1 — цепная решетка; 2 — первые ряды труб (радиационная поверхность); 3 — пароперегреватель; 4 — водяной секционный экономайзер; 5 — подача воды из водяного экономайзера в барабан.

тельной: либо в виде секций (рис. 9-10), либо в виде пучков труб, объединенных барабанами (рис. 9-11). Такие экономайзеры нашли довольно широкое применение, но не давали значительных преимуществ сравнительно с котельными поверхностями и в большей степени были подвержены внутренней коррозии за счет кислорода, содержащегося в питательной воде.

В итоге к середине 20-х годов сложился определенный тип котлоагрегата с экранированной (частично или полностью) топкой, развитой конвективной испарительной поверхностью, пароперегревателем, расположенным после первого конвективного газохода, и воздухоподогревателем.

Эти котлы выполнялись либо в виде трехбарабанных (рис. 9-12), либо, реже, в виде секционных. Паропроизводительность их до-

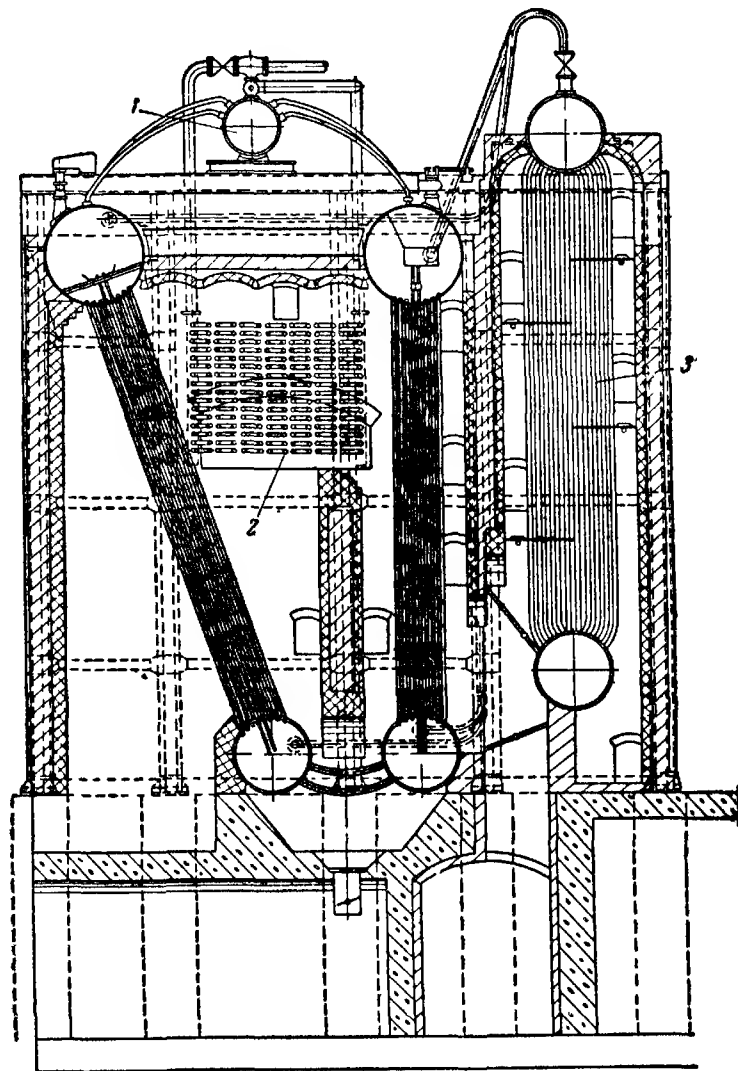


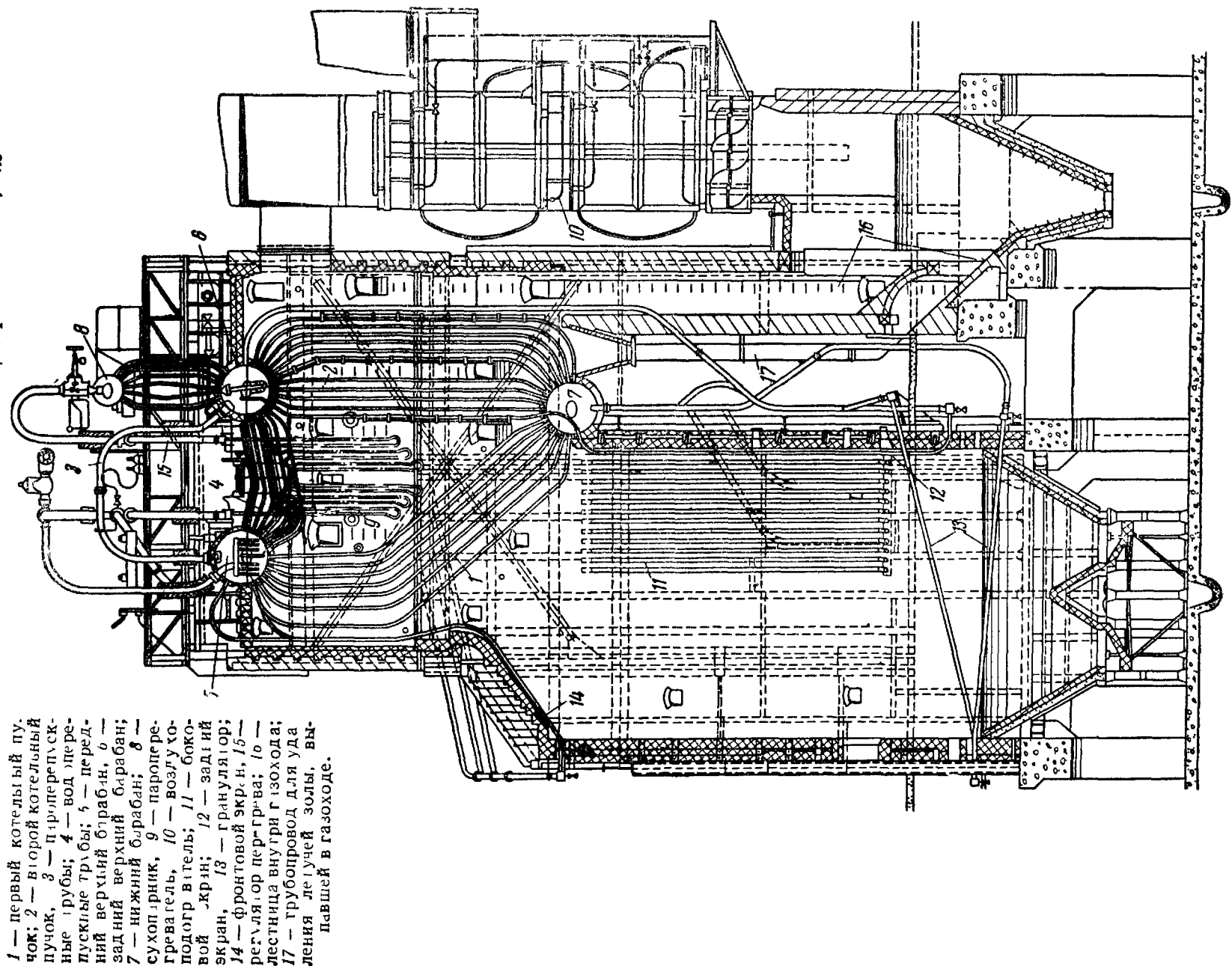
Рис. 9-11. Четырехбарабанный вертикально-водотрубный котел с двухбарабанным экономайзером.

1 — сухопарник; 2 — пароперегреватель; 3 — водяной экономайзер

ходила до 150—200 т/ч; дальнейшее увеличение производительности таких котлов ограничивалось уже не топкой, а возможным развитием конвективной испарительной поверхности. Последняя в трехбарабанных котлах лимитировалась числом труб, которые можно было разместить на метр ширины котла (т. е. на единицу длины барабана), а в секционных котлах число рядов труб по высоте секций (при чрезмерном увеличении числа рядов труб по высоте трудно было удовлетворительно организовать циркуляцию, т. е. обеспечить достаточную подачу воды ко всем трубам). Поэтому в тех случаях, когда требовались котлы очень большой мощности, их выполняли в виде сдвоенных секционных (рис. 9-13) или шатровых вертикально-водотрубных котлов (рис. 9-14).

Однако увеличение мощности за счет перехода к сдвоенным котлам не давало больших преимуществ, так как соединение двух котлов в один агрегат не приводило к существенному уменьшению начальной стоимости и эксплуатационных расходов. В итоге такие котлы не-

Рис. 9-12. Трехбарабанный котел ЛМЗ $D = 110$ т/ч, $p = 33$ ата, $t_{ne} = 425^\circ \text{C}$.



1 — первый котельный пучок; 2 — второй котельный пучок; 3 — протоперепускные трубы; 4 — водопредельный верхний барабан; 5 — передний верхний барабан; 6 — задний верхний барабан; 7 — нижний барабан; 8 — сухопарник; 9 — пароперегреватель; 10 — воздухоподогреватель; 11 — боковой экран; 12 — задний экран; 13 — гранулятор; 14 — фронтальный экран; 15 — регулятор перетравки; 16 — лестница внутри изохода; 17 — трубопровод для удаления летучей золы, вылавшей в газоходе.

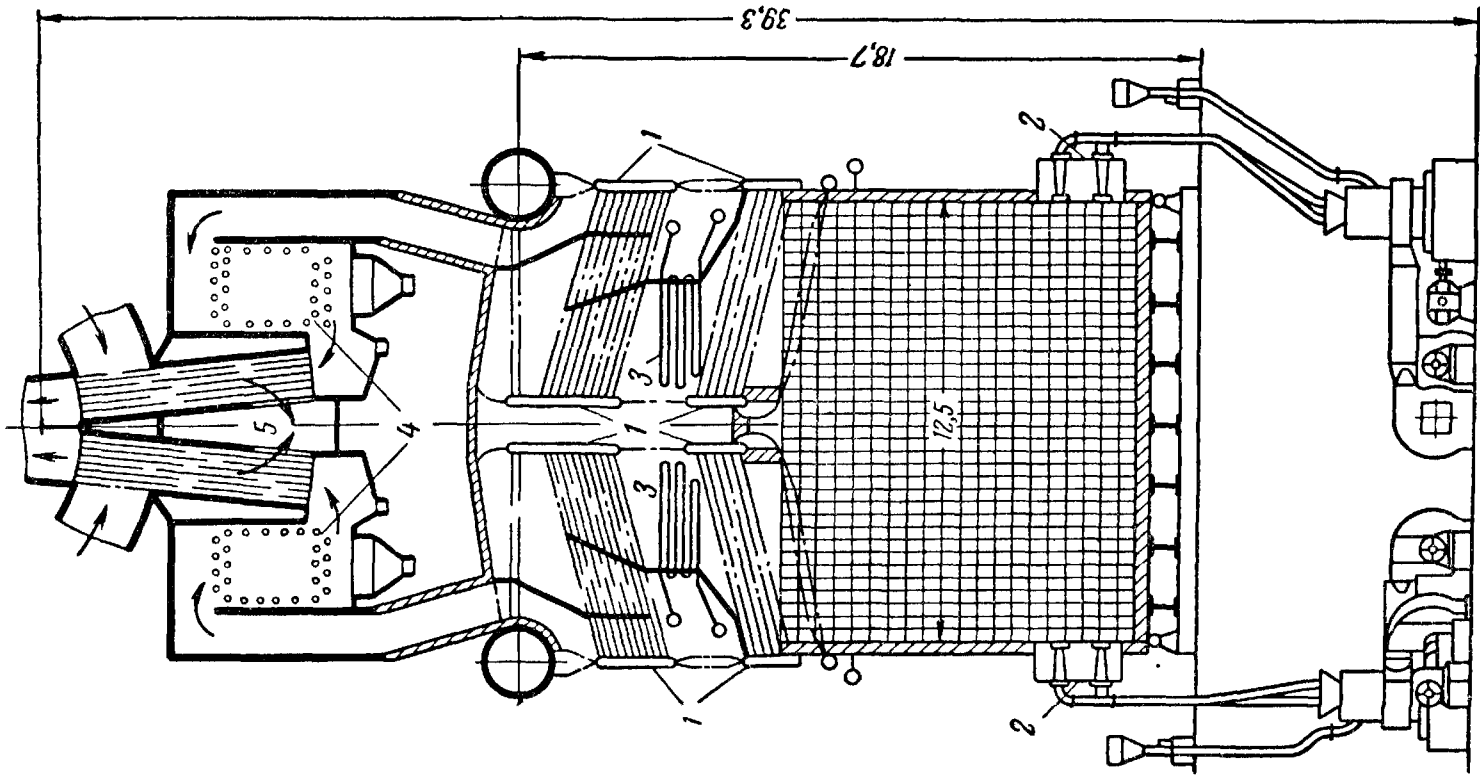


Рис. 9-13. Сдвоенный секционный котел станции Хел Гейт (США) $D = 360$ т/ч.
1 — секционные калеры; 2 — горелки; 3 — пароперегреватель; 4 — водяной экономизер; 5 — воздухоподогреватель.

нашли значительного распространения, и основная масса крупных котлов осуществлялась одинарными с паропроизводительностью до 200 т/ч (в США до 250 т/ч).

Опыт эксплуатации котлов без экономайзеров с развитым воздухоподогревателем показал, однако, что температура уходящих газов была, как правило, выше расчетной. Это объяснялось недоучетом проектировщиками присосов воздуха в котле и системе пылеприготовления; наличие этих присосов приводило к увеличению объема газов. В итоге температурный напор на горячем конце воздухоподогревателя сильно снижался и эффективность подогрева воздуха оказывалась значительно ниже расчетной. Это усугублялось и недостаточной плотностью самих воздухоподогревателей того времени (особенно пластинчатых).

В конце 20-х годов большие успехи были достигнуты в области водоподготовки и водного режима котлов. Применение ионообменных материалов (до середины 30-х годов минеральных соединений, в основном природных глауконитовых песков) позволило снижать жесткость питательной воды до очень малых величин, что практически исключило отложения накипи в экономайзерах и необходимость их механической очистки. Развитие методов удаления газов — дегазации питательной воды (главным образом термической), позволило отказаться от более коррозионностойкого чугуна и перейти на широкое применение стальных труб в экономайзерах.

В результате в конце 20-х годов появился и очень быстро нашел широкое распространение новый тип экономайзера — змеевиковый из стальных труб малого диаметра (51/44 или 38/32 мм).

В таких экономайзерах можно было подогревать воду до кипения и даже допускать испарение более или менее значительной части воды, почему они и получили название «кипящих» экономайзеров.

Таким образом, была создана компактная поверхность нагрева, допускавшая чисто поперечный ток газов и шахматное расположение труб малого диаметра, т. е. очень эффективная теплотехнически. Такой экономайзер был не только эффективнее, но и значительно дешевле котельной поверхности (из-за малого удельного веса коллекторов) и допускал практически неограниченное развитие величины поверхности нагрева.

В итоге за очень короткий срок «кипящие» экономайзеры вытеснили котельную поверх-

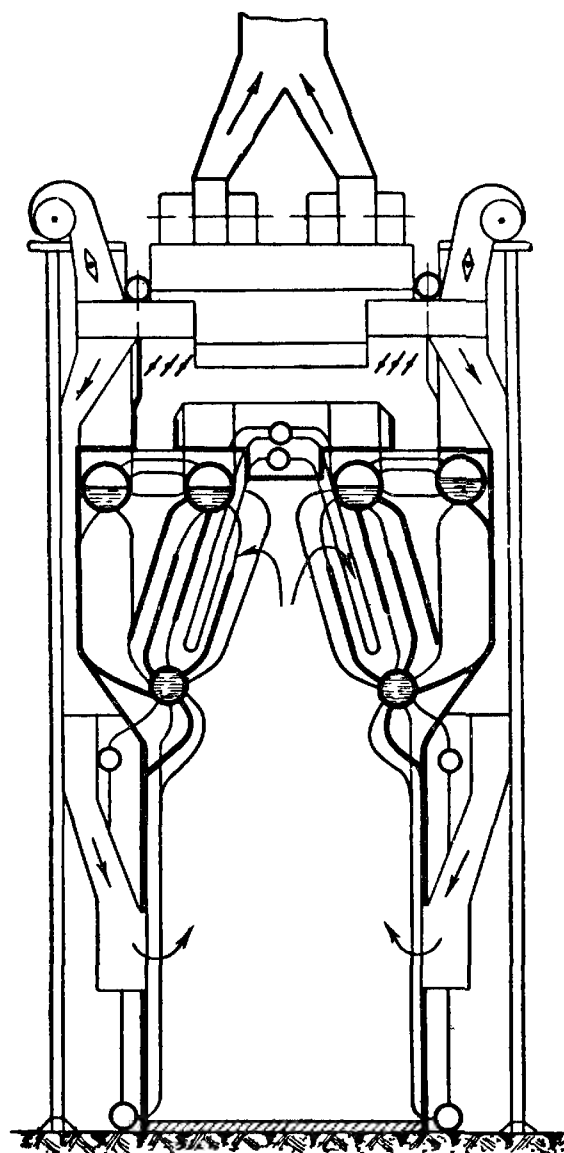


Рис. 9-14. Шаговый и вертикально-водотрубный котел (США).

ность нагрева, размещенную за пароперегревателем.

Новая схема котлоагрегата, типичная для 1930—1935 гг., имела испарительные поверхности с естественной циркуляцией в виде топочных экранов и относительно небольшого конвективного пучка труб перед пароперегревателем. Этот пучок либо выполнялся секционным (рис. 9-15), либо присоединялся к двум барабанам (рис. 9-16).

По мере усиления экранирования (приводившего к снижению температуры на выходе из топки) и увеличения надежности перегревателя (допускавшее его перемещение в область более высоких температур газов) роль конвективного пучка уменьшалась. Очень скоро поверхность нагрева, размещенная до перегревателя, стала ограничиваться несколькими рядами труб, частью являвшихся продолжением труб заднего экрана, а частью получавших воду из отдельного коллектора, расположенного внизу горизонтального газохода. Таким образом, длительная конкуренция

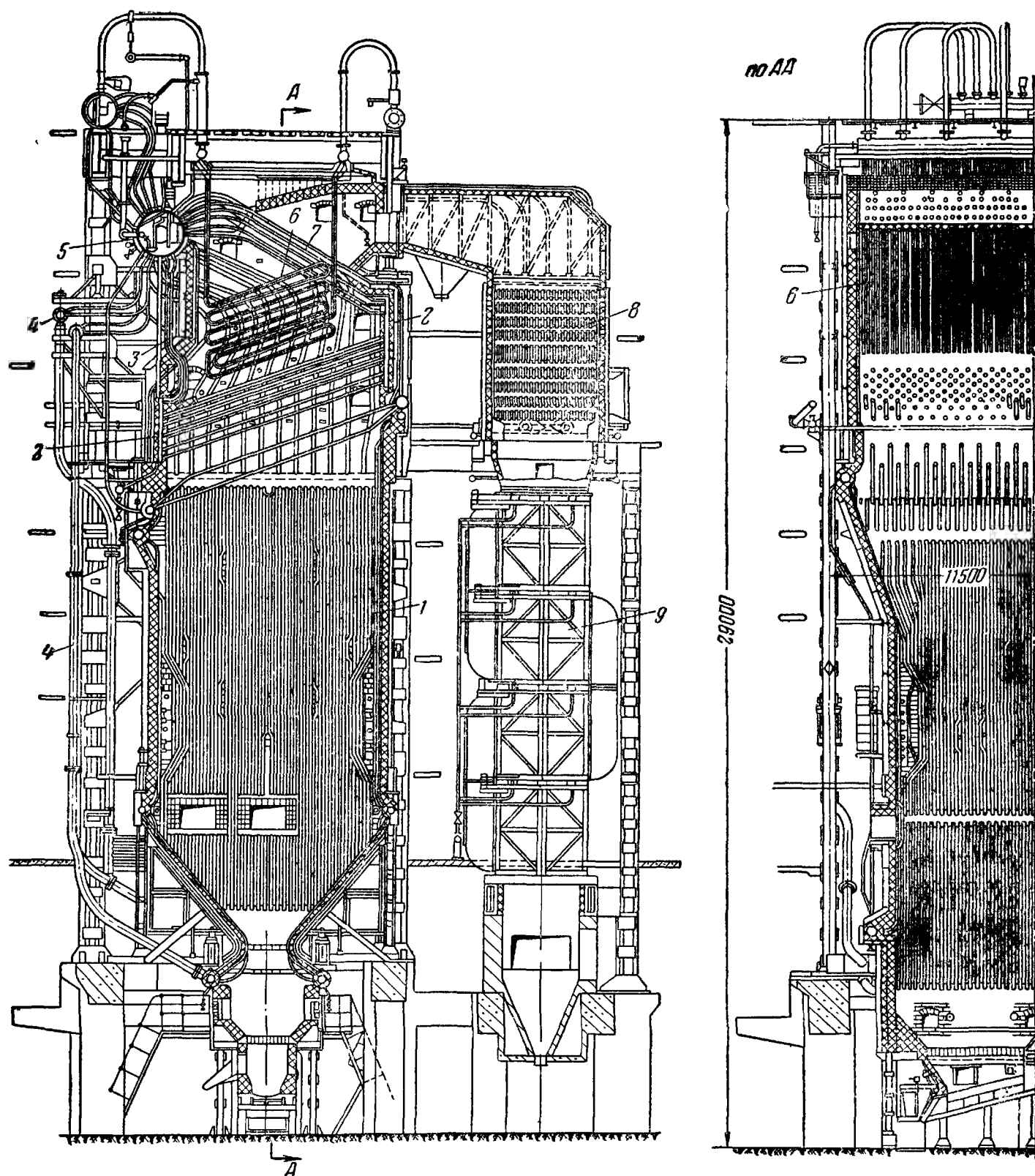


Рис. 9-15. Горизонтально-водотрубный котел ЛМЗ с кипящим экономайзером $D = 160 \text{ т/ч}$.

1 — экраны; 2 — секционные камеры; 3 — водоподводящие трубы пучка; 4 — водоподводящие трубы экранов; 5 — барабан котла; 6 — пароперегреватель; 7 — пироподводящие трубы котельного пучка; 8 — водяной экономайзер; 9 — воздухоподогреватель.

между камерными (горизонтально-водотрубными) и бескамерными (вертикально-водотрубными) котлами завершилась. Отмерла та конвективная испарительная поверхность нагрева с естественной циркуляцией, метод оформления которой и был основным различием между этими типами водотрубных котлов. На их место появился радиационный котел (рис. 1-3), сохранивший прин-

цип естественной циркуляции только для топочных экранов — радиационной поверхности нагрева.

Первые котлы этого типа появились уже в середине 30-х годов и быстро получили широкое распространение. Однако в ряде зарубежных стран, особенно в США и Англии, наряду с радиационными котлами продолжали вы-

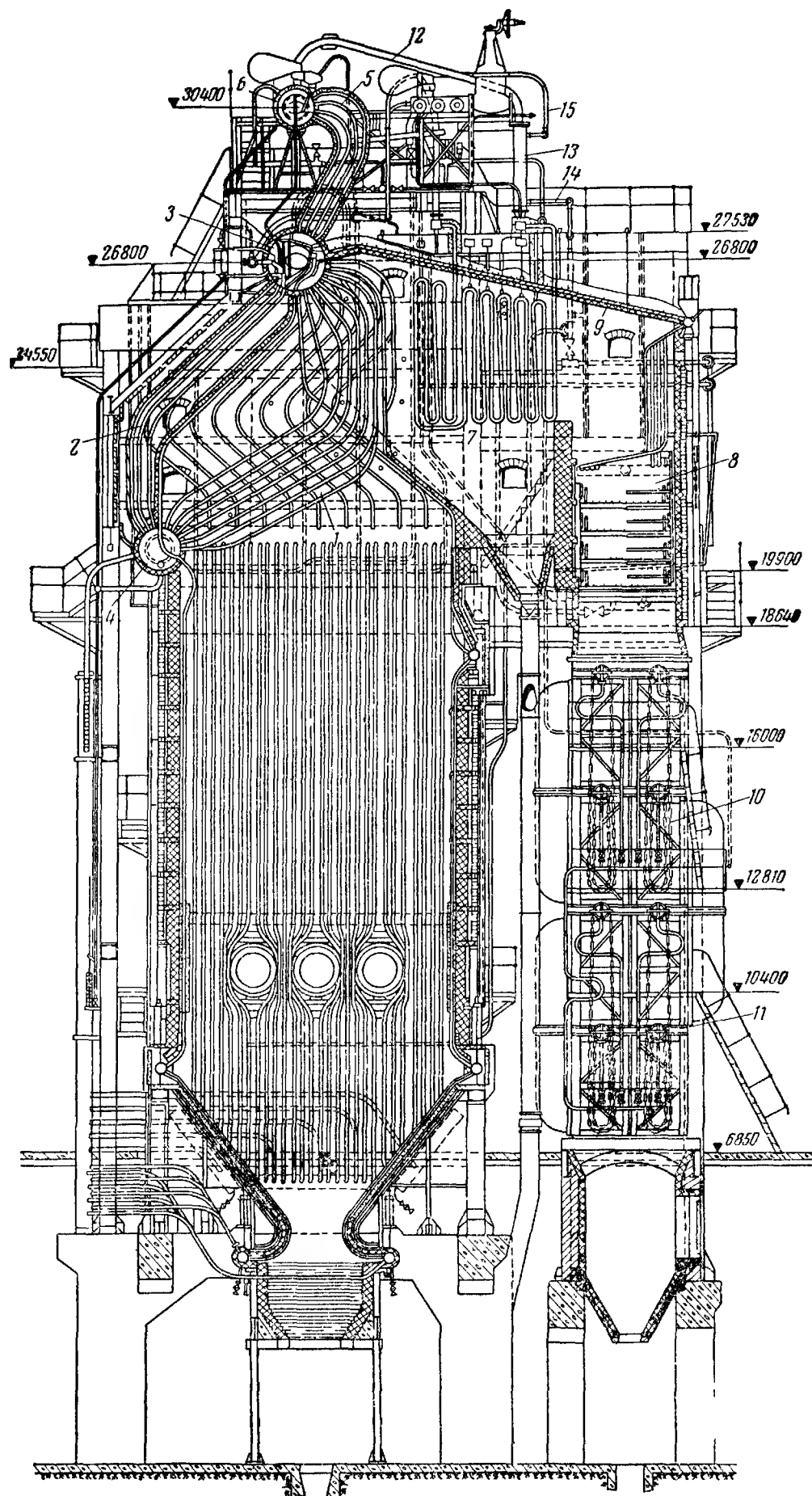
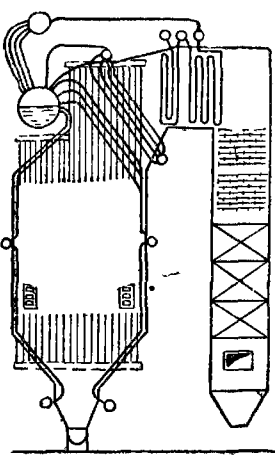
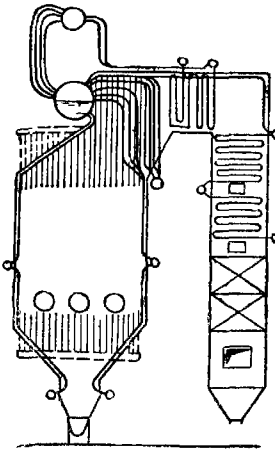
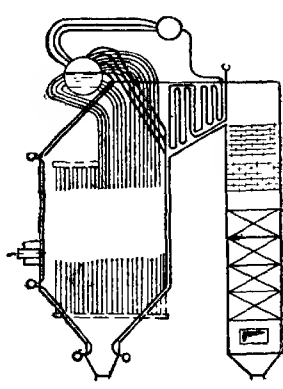


Рис. 9-16. Двухбаранный котел ЦКТИ — ТКЗ $D = 150 \text{ м/ч}$, $p = 35 \text{ атм}$, $t_{ne} = 425^\circ \text{ С}$.

1 — котельный пучок труб; 2 — опускные трубы; 3 — верхний барбан; 4 — нижний барбан; 5 — пропускные трубы; 6 — сухопарник; 7 — пароперегреватель; 8 — водяной экономайзер; 9 — поголочные трубы, отводящие воду из экономайзера в барабан; 10 — воздухоподогреватель; 11 — приводы облученных аппаратов; 12 — пропуск насыщенного пара; 13 — регулятор перегрева; 14 — по вод питательной воды к регулятору перегрева; 15 — отвод питательной воды от регулятора перегрева.

Таблица 9-1

**Котельные агрегаты среднего давления
(выпуска 1936—1941 гг.)**

Тип котла	КО-VI (ЛМЗ)	ТКП-3 (ТКЗ)	Ф-60×34 (НЗЛ)
Характеристика			
			
	Рис. 1	Рис. 2.	Рис. 3.
Паропроизводительность, <i>т/ч</i> . . .	200	200	75
Давление перегретого пара, <i>ати</i> . .	31,5	32,5	31,5
Температура перегретого пара, °С	420	420	425
Габариты котла:			
ширина, <i>м</i>	10,2	10,8	7,0
глубина, <i>м</i>	15,5	13,9	11,8
высота, <i>м</i>	33,0	30,5	24,5
Объем топочной камеры, <i>м³</i>	960	1 040	409
Теплонапряжение топочного объема, <i>ккал/м³·ч</i>	$150 \cdot 10^3$	$140 \cdot 10^3$	$135 \cdot 10^3$
Радиационная поверхность нагрева топки, <i>м²</i>	564	547	153
Полная обогреваемая поверхность нагрева топки, <i>м²</i>	1 620	1 570	650
Конвективная поверхность нагрева котла, <i>м²</i>	345	350	88
Поверхность нагрева пароперегревателя, <i>м²</i>	1 215	1 100	335
Поверхность нагрева водяного экономайзера, <i>м²</i>	1 470	1 660	550
Суммарная поверхность нагрева котла, <i>м²</i>	3 594	3 657	1 126
Отношение суммарной поверхности нагрева котла к паропроизводительности, <i>м²/т·ч</i>	~18	18,3	15,0
Поверхность нагрева воздухоподогревателя, <i>м²</i>	8 760 (пластинчатый)	8 096 (пластинчатый)	2 300 (трубчатый)
Температура горячего воздуха, °С	230	230	270
Температура уходящих газов, °С . .	165	170	177

пускаться вплоть до середины 40-х годов, хотя и в постепенно уменьшавшемся количестве, мощные котлы с конвективной испарительной поверхностью нагрева.

Котлостроительные заводы СССР уже в 1937—1938 гг. полностью перешли на выпуск котлов радиационного типа большой мощности.

В табл. 9-1 даны схемы и некоторые показатели радиационных котлоагрегатов среднего давления, выпускавшихся заводами СССР в предвоенные годы.

9-2. РАЗВИТИЕ КОТЛОАГРЕГАТОВ НА ВЫСОКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРА

Параллельно с вышеописанными изменениями профиля котельного агрегата в теплоэнергетике происходили большие сдвиги, связанные с ростом параметров пара.

Топливный кризис, имевший место после первой мировой войны, не только вызвал к жизни пылесжигание, но и дал сильный толчок применению повышенных параметров пара. В 20-х годах появились первые установки высокого давления (1925 г. — ст. Эдгарт в США — 84 *ата*), нашедшие в ряде стран, особенно в США и Германии, довольно значительное распространение уже к началу 30-х годов. Первое время (1925—1934 гг.) температура перегретого пара не превышала, как правило, 450° С и только в отдельных случаях доходила до 475—500° С.

Поэтому все установки высокого давления этого времени имели вторичный перегрев пара (газовый или паровой).

В СССР в этот период было сооружено лишь несколько установок высокого давления, из числа которых следует отметить ТЭЦ-9 Мосэнерго (на параметры у котлов 130 *ата*, 500° С) со вторичным газовым перегревом. Эта установка со времени своего пуска (1934 г.) была одной из наиболее мощных станций в мире на столь высокие параметры пара.

В период с 1935 по 1948 г. значительная часть крупных установок США и Германии строилась на высокое давление пара (80—120 *ата*) с начальной температурой 480—500° С; в США эти установки осуществлялись без вторичного перегрева, а в Германии при 120 *ата* обычно с промежуточным перегревом.

В СССР массовый переход на высокие параметры пара (100 *ата*, 500—510° С) был подготовлен к 1940 г., но в связи с началом второй мировой войны реализован лишь в 1946—1948 гг.

В СССР, Англии, Франции и других странах установки высокого давления имели ограниченное применение вплоть до конца второй мировой войны.

В течение первого периода внедрения высокого давления (1925—1930 гг.) значительные трудности были связаны с большей чувствительностью первых котлов высокого давления к нарушениям циркуляции, образованию накипи и коррозии.

Кроме того, многобарабанные вертикально-водотрубные котлы того времени получались очень дорогими из-за значительной стоимости цельнокованных барабанов высокого давления, а секционные котлы имели ряд трудностей с уплотнениями многочисленных лючков и ненадежностью циркуляции.

Все это привело к поискам новых путей генерации пара. Почти одновременно появились самые разнообразные типы котлов: с промежуточным теплоносителем (котлы Рутса, Шмидта — Гартмана), с получением насыщенного пара путем вдувания в воду перегретого (котлы Леффлера), с принудительной циркуляцией (котлы Ла-Монта), прямоточный с парообразованием при давлении выше критического и дросселированием пара до рабочего давления (котлы Бенсона) и ряд других.

Эти типы котлов внесли много нового в организацию внутрикотловых процессов, в конструкцию отдельных элементов, в технологию изготовления котлоагрегатов и тем самым сильно способствовали техническому прогрессу в котлостроении. Однако в результате длительной промышленной проверки из всего многообразия новых предложений широкое применение нашли только два типа котлов и притом в форме, мало похожей на первоначальную. Этими типами явились — котел с принудительной циркуляцией, нашедший в 1930—1945 гг. довольно значительное распространение для агрегатов средней мощности, а за последнее время и для мощных котлов сверхвысокого давления (140—180 *ата*), и, в особенности, прямоточный котел, оказавшийся пригодным не только для сверхкритического давления, но и для всего диапазона высоких давлений (100 *ата* и выше).

Котел с принудительной циркуляцией по принципиальной схеме аналогичен котлу с естественной циркуляцией и отличается только включением в циркуляционный контур специального насоса (рис. 9-17). Однако применение насоса вносит ряд существенных изменений в конструкцию и эксплуатацию котла. Наличие насоса ведет к большей свободе ком-

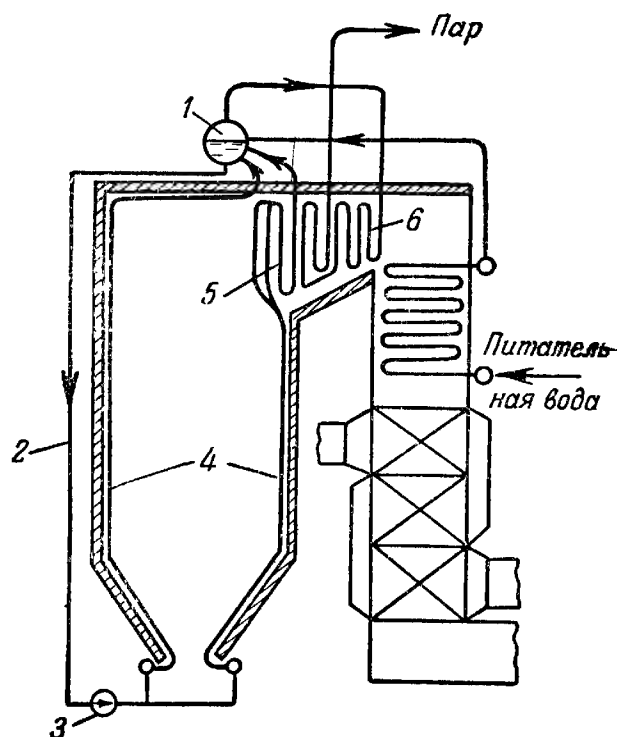


Рис. 9-17. Схема котла с многократной принудительной циркуляцией.

1 — барабан; 2 — опускные трубы; 3 — циркуляционный насос; 4 — экраны (подъемные) трубы; 5 — конвективный (подъемно-опускной) пучок труб; 6 — пароперегреватель.

поновки поверхности нагрева, так как расположение кипящих труб не связывается с необходимостью получения достаточного естественного циркуляционного напора. Большая величина располагаемого напора — обычно около 3 ат вместо 0,5—1 ат при естественной циркуляции, позволяет применять кипящие трубы малого диаметра ($d_{\text{вн}} = 30$ мм и менее) и значительной длины ($L/d_{\text{вн}}$ до 2000 вместо $L/d_{\text{вн}} \leq 500$ для котлов с естественной циркуляцией). В конструкциях последних лет часть перепада давления, развиваемого насосом, используется для центробежного отделения пара от воды в барабане, что позволяет уменьшить размеры барабана.

Значительную роль играют независимость циркуляционного напора от нагрузки котла и, следовательно, наличие большой скорости циркуляции при всех паропроизводительностях и даже при растопке до начала отдачи пара. Это обеспечивает равномерность прогрева всего котла во время растопки и позволяет использовать в испарительных поверхностях не только восходящее, но и нисходящее движение пароводяной смеси.

Эти преимущества обеспечили котлам с принудительной циркуляцией быстрое распространение для промышленных силовых установок и в качестве агрегатов, использующих отходящие газы печей, двигателей внутреннего сгорания и т. п. В этих условиях решающим фактором являлись свобода ком-

поновки и возможность располагать барабан в любом месте относительно поверхностей нагрева и размещать последние в ограниченных габаритах.

На мощных электростанциях с пылеугольными топками применение принудительной циркуляции при среднем и даже высоком давлении (80—100 ата) не давало существенных преимуществ по компоновке экранных поверхностей, а конвективных испарительных поверхностей эти котлы, как правило, не имеют.

Вместе с тем наличие циркуляционных насосов приводило к некоторому повышению затраты энергии на собственные нужды котла. Сами насосы, несмотря на их относительную простоту (они выполняются одноколесными, консольными), являлись довольно дорогими элементами котла, а уплотнение вала при высокой температуре воды (250—230° С) вызывало определенные трудности.

В итоге эти котлы на мощных электростанциях до 1950 г. имели ограниченное распространение. Они начали широко применяться, главным образом в США, лишь с переходом на давления 140—180 ата, когда при естественной циркуляции стало труднее обеспечивать надежную работу испарительных поверхностей, особенно на частичных нагрузках, при растопке и т. п.

Прямоточные котлы по своей схеме резко отличаются от барабанных котлов с многократной циркуляцией. В своей простейшей форме прямоточный котел представляет собой непрерывный обогреваемый змеевик, в один конец которого поступает питательная вода, а из другого выходит перегретый пар. Такая конструкция не содержит ряда дорогих элементов — барабана, коллекторов, опускных необогреваемых труб, которые значительно удорожают барабанные котлы. Однако практически, уже начиная с мощности котла $D = 3—8$ т/ч, приходится применять несколько параллельных витков и число их в больших котлах доходит до 50—100 и выше.

Так как в котлоагрегате неизбежно возникает так называемая температурная разверка, характеризуемая тем, что отдельные витки начинают выдавать пар различной температуры, то на пути рабочего тела приходится устанавливать несколько промежуточных коллекторов, в которых потоки, идущие из отдельных труб, смешиваются и затем снова распределяются по трубам следующего участка поверхности нагрева.

В прямоточном котле скорость входа воды в трубки меняется пропорционально нагрузке

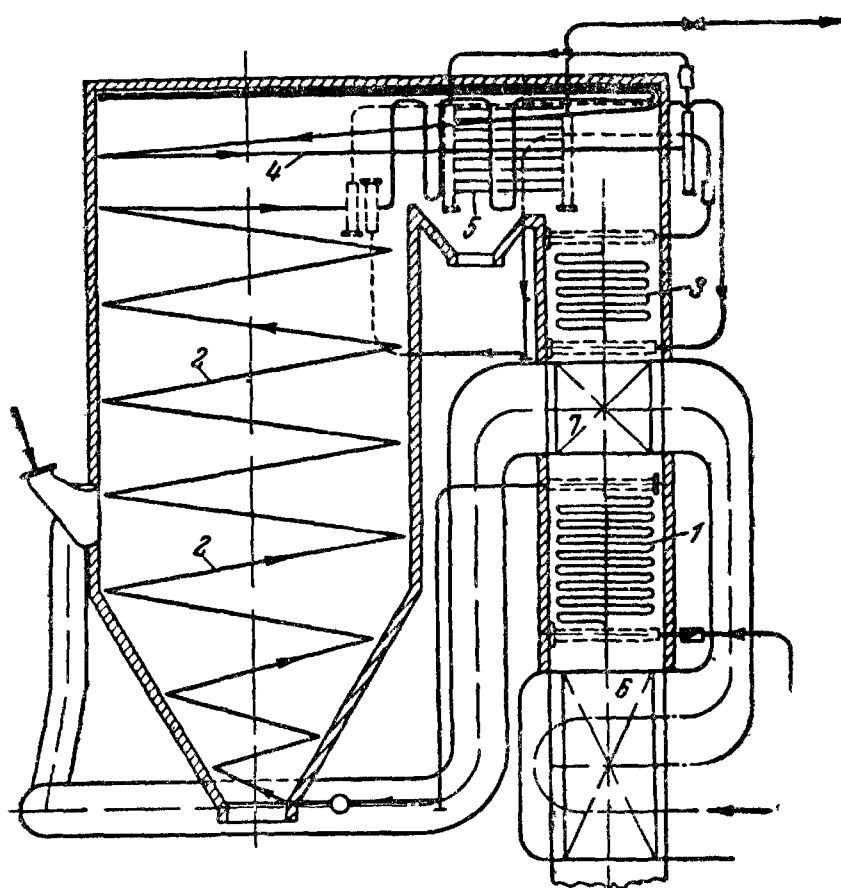


Рис 9 18 Схема прямооточного котла высокого давления.

1 — экономайзер, 2 — нижняя радиационная часть (испарительная), 3 — переходная зона, 4 — верхняя радиационная часть (перегревательная), 5 — конвективный пароперегреватель, 6 — первая ступень воздухоподогревателя, 7 — вторая ступень воздухоподогревателя

и, составляя при номинальной паропроизводительности 1,5—2,0 м/сек, при частичных нагрузках сильно падает. Поэтому в прямооточных котлах избегают нисходящих участков кипящих труб, по крайней мере в зоне начала испарения, где паросодержание смеси и скорость ее невелики, и поэтому возможен застой пара в местах перехода от подъемного к нисходящему движению.

Вместе с тем число параллельно включенных труб, определяемое расходом питательной воды, даже при малом диаметре труб ($d_{вн} \approx 30$ мм) оказывается недостаточным для того, чтобы занять вертикальными подъемными трубами весь периметр топки. Поэтому в советских прямооточных котлах трубы располагаются в виде ленты, обвивающей периметр топочной камеры по спирали, что позволяет при небольшом числе труб покрыть все стенки, не прибегая к опускному движению (рис. 9-18).

В первых немецких прямооточных котлах применялась та же схема, но в дальнейшем перешли на конструирование экранов в виде вертикальных отдельных панелей, последовательно соединенных опускными наружными

(необогреваемыми) трубами (рис. 9-19). Это заметно увеличило расход металла, но упростило монтаж, так как отдельные панели можно было полностью собирать на заводе.

Относительно высокие скорости рабочего тела в трубах прямооточного котла и большая длина труб испарительной зоны приводят к довольно большому гидравлическому сопротивлению этой зоны, особенно при невысоких давлениях, когда велик удельный объем пара.

Для снижения напора питательного насоса, преодолевающего это сопротивление, в советских котлах выпуска 1943—1945 гг. входная скорость была снижена примерно до 0,6 м. Это привело к расслоению потока пароводяной смеси в трубах, пульсации температур металла и многочисленным повреждениям труб. Эти повреждения создали впечатление о меньшей надежности прямооточных котлов, что задержало их распространение в СССР. В начале 50-х годов прямооточные котлы новых выпусков (скорость входа воды при номинальной нагрузке до 2 м/сек) по надежности работы поверхностей нагрева уже не уступали барабанным котлам

Известные ограничения в применении прямооточных котлов вносит их водный режим. В барабанных котлах загрязнения, содержащиеся в питательной воде, в основном удаляются с продувкой; в прямооточных бесступенчатых котлах испарение в трубках безоста-

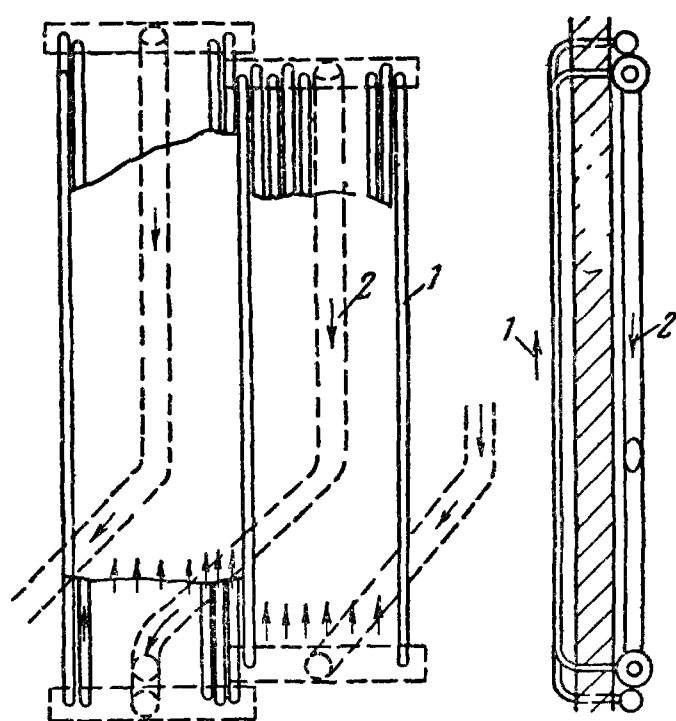


Рис. 9 19. Схема экранов прямооточного котла с вертикальными панелями.

1 — подъемные (экранные) трубы, 2 — опускные (необогреваемые) трубы.

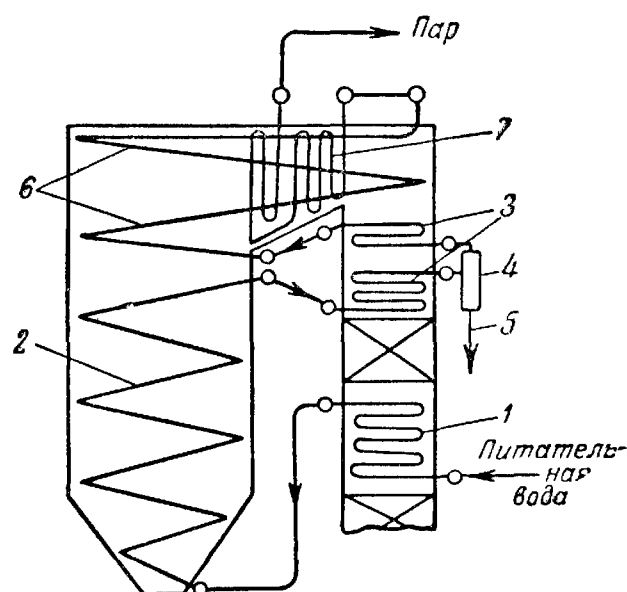


Рис. 9-20. Схема прямооточного сепараторного котла. 1 — экономайзер; 2 — нижняя радиационная часть (испарительная), 3 — переходная зона; 4 — сепаратор, 5 — продувка, 6 — верхняя радиационная часть (перегревательная), 7 — конвективный пароперегреватель.

точное и соли либо отлагаются на стенках, либо растворяются в паре и уносятся с ним в турбину. При низких давлениях растворяющая способность пара невелика и большинство солей отлагается на стенках в зоне испарения остатков воды («переходная» зона).

Несмотря на питание прямооточных котлов водой с малым солесодержанием (турбинный конденсат, дистиллат испарителей), в этой зоне накапливаются отложения и поэтому очень скоро переходную зону стали выносить из топки в область умеренных температур (рис. 9-18).

В таких условиях можно было безопасно накапливать в котле значительные количества солей (до 100 кг) и удалять их периодической промывкой.

По мере перехода к высоким давлениям растворяющая способность пара увеличивается и уже при 100—140 атм соли натрия практически полностью проходят котел транзитом и поступают с паром в турбину. В итоге на ряде прямооточных котлов, имевших в питательной воде в основном соли натрия, стало обнаруживаться отсутствие отложений в котле, но сильный занос турбин. Для борьбы с этим наряду с мероприятиями по улучшению водного режима начали разрабатывать различные сепарационные устройства для непрерывного вывода солей из котла.

Принципиальная схема сепараторного прямооточного котла показана на рис. 9-20. Как видно из рисунка, в зоне малой влажности устанавливается сепаратор, отделяющий воду от пара. Вода, содержащая

основную массу солей, отводится в дренаж, а пар направляется в пароперегреватель.

Главной трудностью является поддержание на входе в сепаратор устойчивого и притом небольшого влагосодержания. При высоком влагосодержании продувка будет велика, что ведет к значительным энергетическим потерям; при малом среднем влагосодержании часть труб будет выдавать в сепаратор перегретый пар. В этом случае растворимые в паре соли натрия будут поступать в сепаратор вместе с паром и, смешиваясь с влагой, поступающей из других труб, растворяться в ней. Однако слабо растворимые в воде и почти нерастворимые в паре не очень высокого давления соли кальция будут отлагаться на трубках до сепаратора и эффект сепарации понизится.

В целом можно сказать, что сепараторы, применяющиеся и в зарубежных прямооточных котлах (Зульцер), и в СССР, облегчают задачу получения чистого пара при пониженном качестве конденсата, но не позволяют применять питательную воду со значительным солесодержанием, как это можно делать в барабанных котлах.

Вместе с тем применение сепараторов привело к отделению поверхности пароперегревателя от испарительной зоны, что повысило стабильность перегрева на прямооточных котлах. Однако и на бессепараторных прямооточных котлах успехи автоматического регулирования обеспечили достаточно устойчивое поддержание температуры перегрева.

В целом прямооточные котлы оказались для мощных конденсационных станций высокого давления достаточно надежными.

Вместе с тем за эти годы и барабанные котлы высокого давления значительно улучшили свои показатели. Применение методов внутрикотловой обработки воды обеспечило безнакипный режим кипящих труб; исследование естественной циркуляции позволило надежно использовать ее при 100—140 и даже 180 атм. Все это сильно повысило надежность котлов высокого давления с естественной циркуляцией, а переход на радиационные однобарабанные котлы и изготовление барабанов путем сварки свели цену барабанов к небольшой части общей стоимости котлоагрегата (10—15% и даже меньше).

В итоге котлы с естественной циркуляцией оказались способными выдержать конкуренцию со стороны прямооточных котлов и котлов с многократной принудительной циркуляцией. В дальнейшем все три типа развивались параллельно.

В целом к 1950—1955 гг. в крупной энергетике основных индустриальных стран главную роль сохранили котлы с естественной циркуляцией. Только в Германии и отчасти в СССР довольно значительное применение получили также прямоточные котлы, а в США, начиная с 1950 г., — котлы с принудительной циркуляцией.

В СССР массовый выпуск котлов высокого давления начался с окончанием второй мировой войны, параметры пара были приняты (за пароперегревателем) 100 атм и 510°С при температуре питательной воды 215°С.

Котлоагрегаты высокого давления, выпускавшиеся серийно отечественными заводами с 1945—1947 и по 1956—1957 гг. имели паропроизводительность 120, 170, 230 т/ч, причем котлы 120 и 170 т/ч выпускались только барабанного типа.

Компоновка всех этих котлоагрегатов была П-образной, как и у котлов среднего давления предвоенного периода.

Расположение поверхностей нагрева отличалось двумя особенностями. Во-первых, полностью исчез даже небольшой конвективный пучок кипяtilьных труб с самостоятельной циркуляцией, который еще имелся в котлах среднего давления довоенной постройки. В связи с этим пароперегреватель занимал весь горизонтальный газоход и отделялся от топочной камеры только отводящими трубами экранов, разведенными в несколько рядов с большим шагом по глубине и ширине.

Во-вторых, воздухоподогреватель выполнялся из двух половин с размещением, в «рассечку» между ними части водяного экономайзера (рис. 9-21). Это позволяло, переместив «горячую» часть воздухоподогревателя в область более высоких температур, получать подогрев воздуха до 360—420°С не только при сухих, но и при влажных топливах и вместе с тем иметь умеренную температуру уходящих газов.

Схема пароперегревателя усложнилась в связи с необходимостью обеспечить надежную работу трубок перегревателя при высокой температуре пара (510°С) и значительной температуре газов на входе в перегреватель (до 1000°С и выше). Это потребовало фесто-нирования (разрядки) первых рядов труб по ходу газов, чтобы уменьшить опасность шлакования, и применения перемешивания пара между ступенями перегревателя для уменьшения температурной разверки по отдельным виткам.

Для барабанных котлов первые годы при-

менялась схема с двумя барабанами: небольшим верхним (так называемым разделительным) для грубого разделения пара от воды и основным нижним для окончательной осушки пара (рис. 9-21). После освоения производства сварных барабанов большого диаметра котлы высокого давления стали выполняться с одним барабаном (рис. 9-22).

Изображенный на рис. 9-22 котельный агрегат ТП-230-Б выпускается в блочном исполнении, т. е. отдельные элементы котла изготавливаются на заводе блоками весом до 40—50 т. Монтаж котельного агрегата блоками дает возможность сократить время на сооружение котла и снизить затрату труда монтажников.

Прямоточные котлы производительностью 230 т/ч выполнялись со спиральным расположением экранов в топке, переходной зоной в начале опускного газохода и в последние годы этого периода по сепараторной схеме (рис. 9-23).

В табл. 9-2 даны некоторые показатели котлоагрегатов высокого давления, выпускавшихся нашими заводами в послевоенные годы.

После второй мировой войны имело место значительное повышение цен на топливо и это дало новый толчок повышению экономичности паросиловых станций.

Эффективность котельных агрегатов стали повышать за счет снижения температуры уходящих газов от 160—180 до 120—140°С, а в ряде случаев и ниже. Это позволило поднять к. п. д. котлоагрегатов до 90—92%. Дальнейшее снижение температуры уходящих газов не могло уже дать большой экономии, сильно удорожало котлоагрегат и лимитировалось в ряде случаев резким возрастанием коррозии поверхности нагрева, температура которой достигала точки росы дымовых газов.

Значительно больший эффект давало повышение экономичности самого паросилового цикла за счет повышения начального давления пара и его температуры, а также за счет введения вторичного перегрева.

Последнее оказалось наиболее дешевым способом увеличения экономичности паросиловых установок. Поэтому уже к 1955 г. новые мощные агрегаты во всем мире оборудовались вторичными перегревателями, поднимающими температуру пара с величины, близкой к начальной температуре. Однако повышение температуры пара выше 530—560°С требовало применения для пароперегревателя, главного паропровода и основных частей турбины очень дорогих и трудных в обработке сталей аусте-

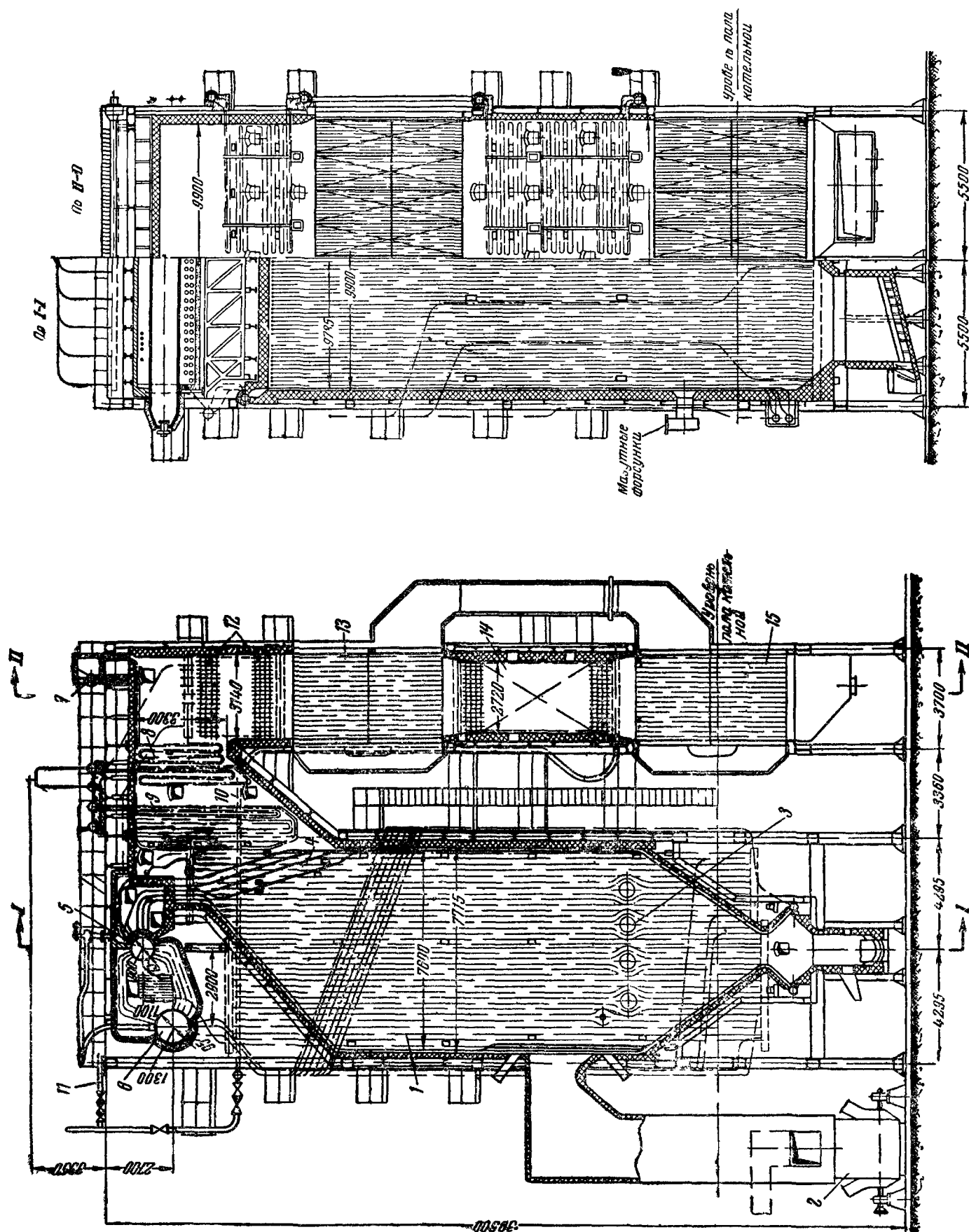


Рис 921 Продольный и поперечный разрез котельного агрегата ПК 10

1 — топочная камера, 2 — шахтная чашка, 3 — мазутные форсунки, 4 — фесгон, 5 — ра делигелный барабан, 6 — основной барабан, 7 — регулятор перегрева, 8 — первая (по ходу пара) ступень перегревателя, 9 — вторая ступень перегревателя, 10 — трубопровод питательной воды к регулятору перегрева, 11 — трубопровод питательной воды к экономайзеру, 12 — вторая (по ходу воды) ступень водяного экономайзера, 13 — первая ступень воздухоподогревателя, 14 — первая ступень воздухоподогревателя, 15 — первая ступень воздухоподогревателя

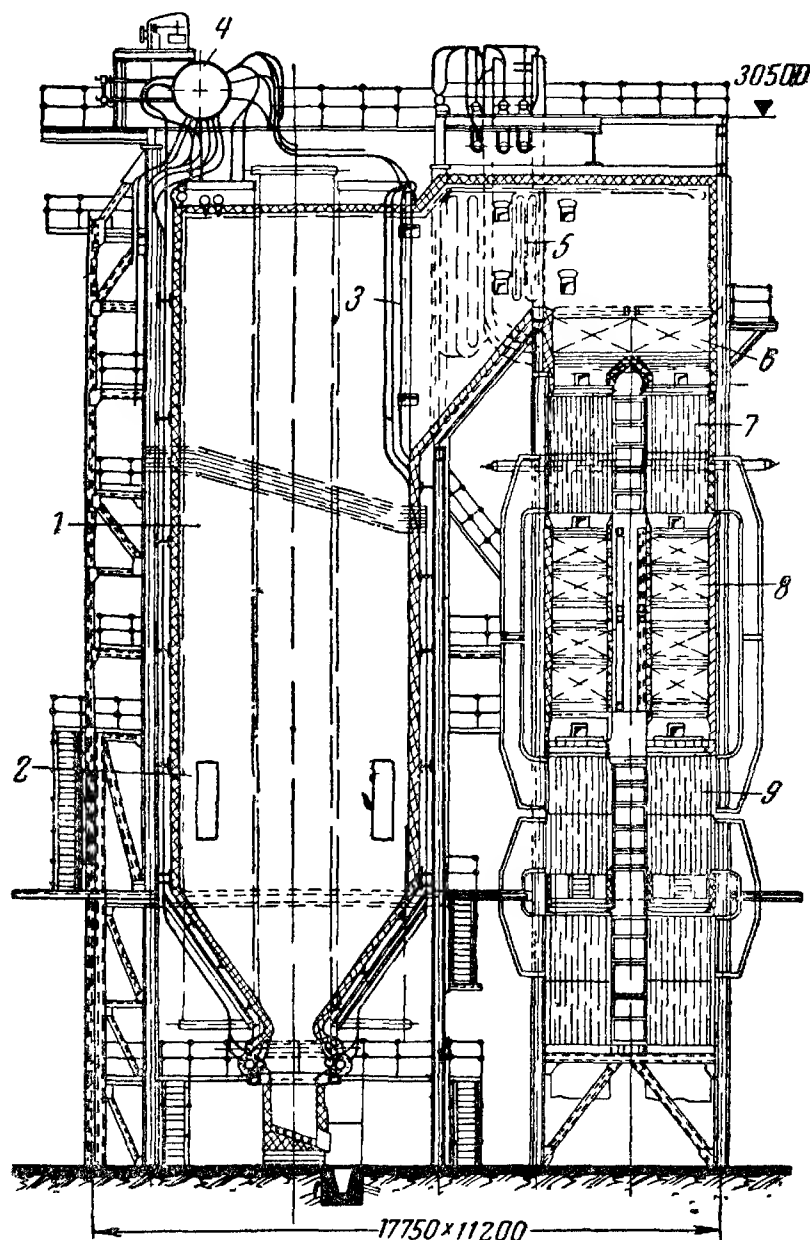


Рис. 9-22. Продольный разрез котельного агрегата ТП-230-Б.

1 — топочная камера; 2 — угловые поворотные горелки; 3 — фре-стон; 4 — барабан; 5 — пароперегреватель; 6 — вторая (по ходу воды) ступень водяного экономайзера; 7 — вторая (по ходу воздуха) ступень воздухоподогревателя; 8 — первая ступень водяного экономайзера; 9 — первая ступень воздухоподогревателя.

нитного класса. Поэтому для массового строительства во всех странах остановились на температуре пара порядка $530\text{--}560^\circ\text{C}$ и только отдельные установки в порядке накопления опыта строились в ряде стран с широким применением аустенитных сталей.

В СССР первая мощная станция такого типа была пущена в 1954 г. На станции установлены котлы производительностью 240 т/ч с параметрами перегретого пара 170 ата, 555°C и вторичным перегревом пара при давлении 32 ата до 525°C (рис. 9-24). Котел выполнен с двумя барабанами: основной барабан выполняет роль сепарационного — в него подается вся образующаяся в экранах пароводяная смесь, в промывочном барабане осуществляется промывка пара, поступающего

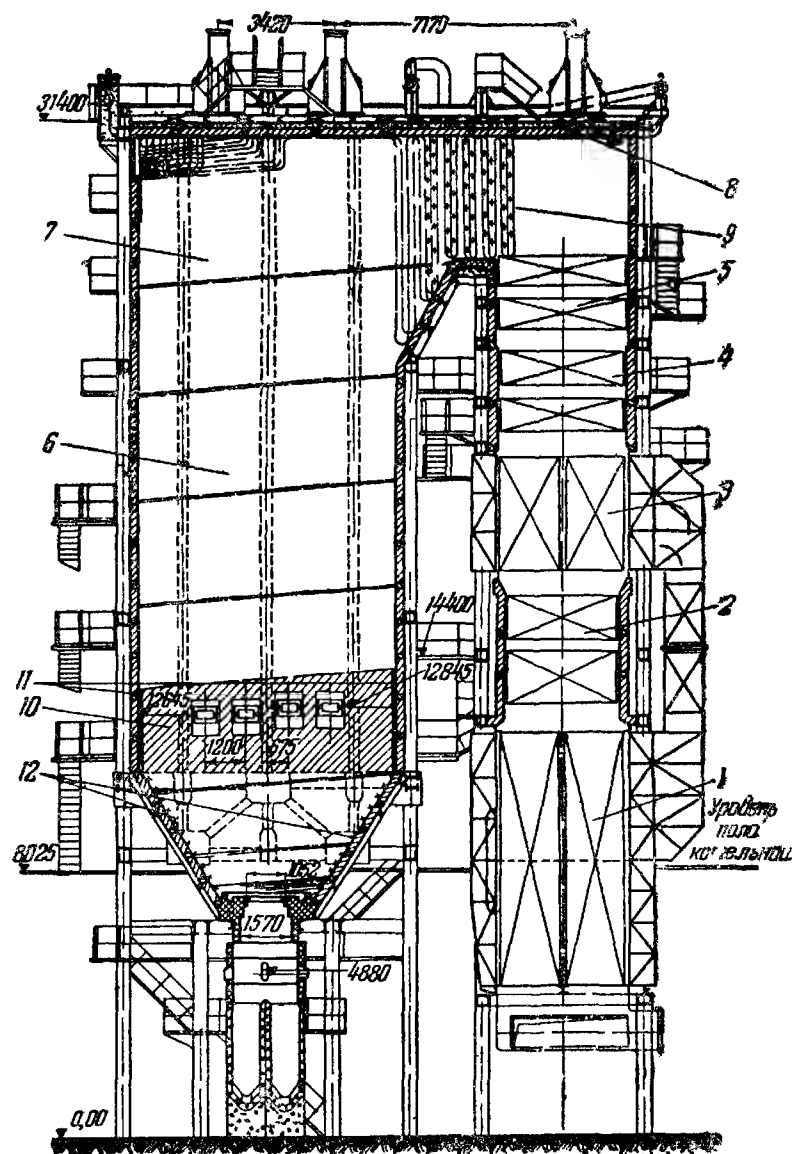


Рис. 9-23. Продольный разрез котла 67-СП-3.

1 — первая ступень воздухоподогревателя; 2 — первая ступень водяного экономайзера; 3 — вторая ступень воздухоподогревателя; 4 — вторая ступень водяного экономайзера; 5 — переходная зона; 6 — нижняя радиационная часть; 7 — верхняя радиационная часть; 8 — потолочные трубы пароперегревателя; 9 — конвективный пароперегреватель; 10 — зажигательный пояс; 11 — горелки; 12 — утепленная холодная воронка.

из основного барабана, питательной водой, подводимой из водяного экономайзера.

Пароперегреватель котла ТП-240 состоит из радиационной части, размещенной на верхней части фронтальной стенки и потолке топочной камеры, радиационно-конвективной части в виде ширм и конвективной поверхности.

Давление в массовом строительстве было поднято в большинстве промышленных стран до $p \approx 140$ ата, однако отдельные установки сооружались и на значительно более высокие давления до 300—350 ата.

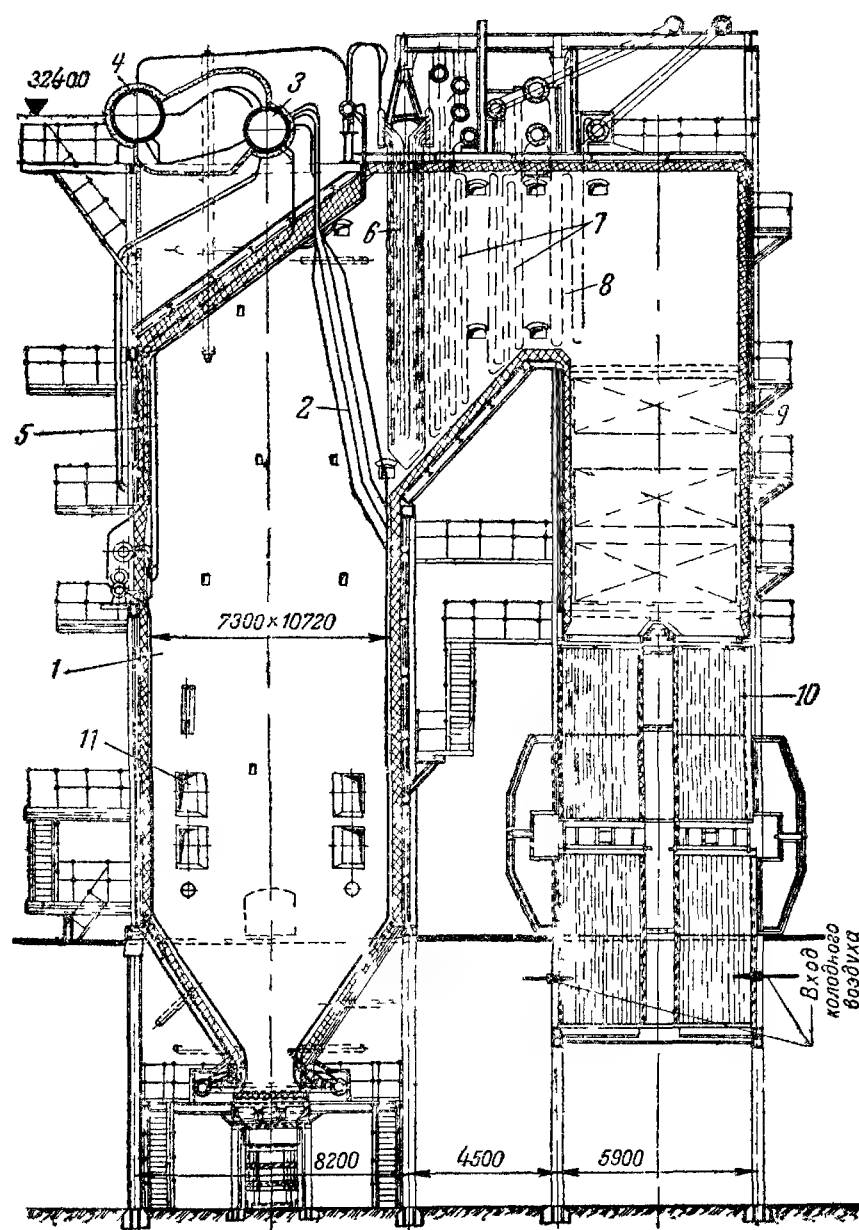
Широкое применение вторичного перегрева явилось толчком к применению на мощных станциях блочной схемы котел — турбина.

Ранее, как правило, все котлы станции отдавали пар в магистральные паропроводы, из которых пар поступал ко всем турбинам станции. При наличии газового вторичного пере-

Таблица 9-2

**Котельные агрегаты высокого давления
(выпуска 1945—1956 гг.)**

	ПК-10Ш (рис. 9-21)	ТП-230-Б (рис. 9-22)	ПК-19 (рис. 1-3)	67-СП (рис. 9-23)
Паропроизводительность, $t/ч$	230	230	120	230
Давление перегретого пара, $ат$	100	100	100	100
Температура перегретого пара, $^{\circ}C$	510	510	510	510
Габариты котла:				
ширина, $м$	11,0	11,2	8,1	11,0
глубина, $м$	15,6	17,8	13,0	15,5
высота, $м$	33,8	32,0	23,6	30 0
Объем топки, $м^3$	1 210	1 420	699	1 530
Видимое тепловое напряжение топочного объема, $ккал/м^3 \cdot ч$	$126 \cdot 10^3$	$107 \cdot 10^3$	$113 \cdot 10^3$	$100 \cdot 10^3$
Радиационная поверхность нагрева топки, $м^2$	658	810	470	2 235
Поверхность нагрева переходной зоны, $м^2$	—	—	—	1 206
Поверхность нагрева пароперегревателя, $м^2$	1 290	1 205	1 111	344
Поверхность нагрева водяного экономайзера, $м^2$	2 662	3 215	1 212	2 6 3
Суммарная поверхность нагрева котла, $м^2$	4 610	5 230	2 793	6 468
Отношение суммарной поверхности котла к паропроизводительности, $м^2/т \cdot ч$	~ 20	22,7	23,3	~ 23
Поверхность нагрева воздухоподогревателя, $м^2$	10 830	14 160	7 828	16 420
Температура горячего воздуха, $^{\circ}C$	358	388	356	376
Температура уходящих газов, $^{\circ}C$	164	157	142	166



грева такая схема станции оказалась практически неприменимой, поскольку давление за ЧВД турбины, откуда пар поступает в общую магистраль и далее во вторичные перегреватели котлоагрегатов, зависит от нагрузки турбины и, следовательно, нагрузка всех турбин, работающих на общую магистраль, должна регулироваться синхронно. Также встречается трудности распределение пара между вторичными пароперегревателями котлов и между ЧНД турбин.

Поэтому широкое применение вторичного газового перегрева повлекло за собой переход на блочную компоновку, при которой вся станция состоит из ряда отдельных блоков, включающих турбину и котел.

Пар, прошедший ЧВД турбины, направляется в промежуточный перегреватель, расположенный в газоходах того же котла, и затем в ЧНД турбины, обслуживаемой данным котлоагрегатом.

Таким образом, блоки не связаны между собой ни по свежему пару, ни по пару до или после вторичного перегрева и паровые магистрали заменяются короткими трубопровода-

Рис. 9-24. Продольный разрез котельного агрегата ТП 240-1.

1 — топочная камера; 2 — фестон; 3 — основной барабан; 4 — промывочный барабан; 5 — радиационный пароперегреватель; 6 — широкий пароперегреватель; 7 — конвективный пароперегреватель сверхвысокого давления; 8 — вторичный пароперегреватель; 9 — водяной экономайзер; 10 — воздухоподогреватель; 11 — угловые поворотные горелки.

ми с минимумом запорной арматуры. Это чрезвычайно упрощает строительство и эксплуатацию станций, особенно при высоких параметрах пара, когда трубопроводы с арматурой являются одной из наиболее дорогих и наименее надежных элементов оборудования.

Сильно упрощается также регулирование нагрузки и особенно пуск и останов котлов и турбин, так как при блочной схеме нет необходимости в поднятии параметров пара до номинальных до присоединения котла или соответственно турбины к магистрали. При пуске блока котел — турбина котел начинает подавать пар на турбину еще в начальный период растопки.

Вместе с тем блочная схема потребовала повышенной надежности эксплуатации котла и турбины, так как остановка любого из этих агрегатов приводит к выключению всего блока.

При блочной компоновке производительность котла должна соответствовать потреблению пара турбиной и это потребовало резкого увеличения единичной мощности котлоагрегатов, которая при схемах с общей магистралью обычно была значительно меньше.

После второй мировой войны во всем мире значительно ускорилось наращивание мощностей. Особенно быстро развивалась энергетика в странах социалистического лагеря. Это потребовало резкого увеличения единичной мощности тепловых станций и турбин, а при блочной схеме соответственно и котлов.

Если еще в 1950 г. мощность наиболее крупных тепловых станций во всем мире редко превышала 400—500 *Мвт*, то уже в 1955 г. имелся в работе ряд станций мощностью по 1 000—1 500 *Мвт* и выше.

В СССР особенно сильно возрастает мощность котлоагрегатов. До 1953 г. наиболее крупные котлы СССР обслуживали мощность 50 *Мвт* (два котла на турбину 100 *Мвт*). В 1953—1954 гг. были введены в строй первые агрегаты на 75 *Мвт* (котлы ТП-240), в 1958 г. на 100 *Мвт* (котлы ТП-430), а к 1960 г. единичная мощность котлоагрегатов должна подняться до 200 и даже 300 *Мвт*.

В США котлы мощностью 200 *Мвт* уже в 1955 г. не были редкостью, а два котла имели мощность по 250 *Мвт*.

Однако сверхмощные котлоагрегаты США работали на высокосортном топливе (мазут, газ, малозольные сухие каменные угли), в то время как в СССР многие станции работают на сильно забалластированном низкосортном топливе, зачастую еще и с низко-

плавкой золой. Естественно, что создание сверхмощных котлоагрегатов на низкосортном топливе при очень высоких параметрах пара, и притом агрегатов высокоэкономичных и очень надежных в эксплуатации, представляет очень трудную задачу, до сих пор еще нигде не разрешенную.

Переход к таким агрегатам требует некоторого изменения схемы котлоагрегата и внедрения ряда новых конструктивных элементов.

9-3. РАЗВИТИЕ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ АТОМНЫХ СТАНЦИЙ

Наряду с быстрым развитием тепловых станций на обычном, органическом топливе за последние годы появились тепловые электростанции на ядерном топливе.

Все пущенные, строящиеся или намеченные к постройке стационарные атомные электростанции используют для превращения тепла, выделяемого в атомном реакторе, паросилового цикла.

Поэтому появление таких станций было связано с созданием парогенераторов нового типа, во многом отличающихся от тех, которые применяются на станциях, использующих уголь, мазут, газ или другое органическое топливо.

Вместе с тем основные рабочие процессы обычных парогенераторов, за исключением процессов сжигания органического топлива, имеют место и в парогенераторах атомных станций. Поэтому при создании этих новых агрегатов широко используются знания, накопленные в процессе создания обычных паровых котлов, а также в значительной степени и конструктивные формы отдельных элементов обычных парогенераторов.

Следует отметить, что типы атомных электростанций очень разнообразны. Каждый год приносит в этой бурно развивающейся области что-то новое, и поэтому до сих пор еще невозможно установить, какие типы станций окажутся перспективными для массового использования в энергетике СССР и других стран.

Тип атомной электростанции оказывает очень сильное влияние на профиль парогенератора, и поэтому последние также очень разнообразны и пока трудно говорить о перспективности того или иного типа.

В подавляющем большинстве атомных электростанций тепло отводится из реактора промежуточным теплоносителем (газом, водой, расплавленным металлом) и процесс получения пара происходит в отдельном парогенераторе, обогреваемом этим теплоносителем.

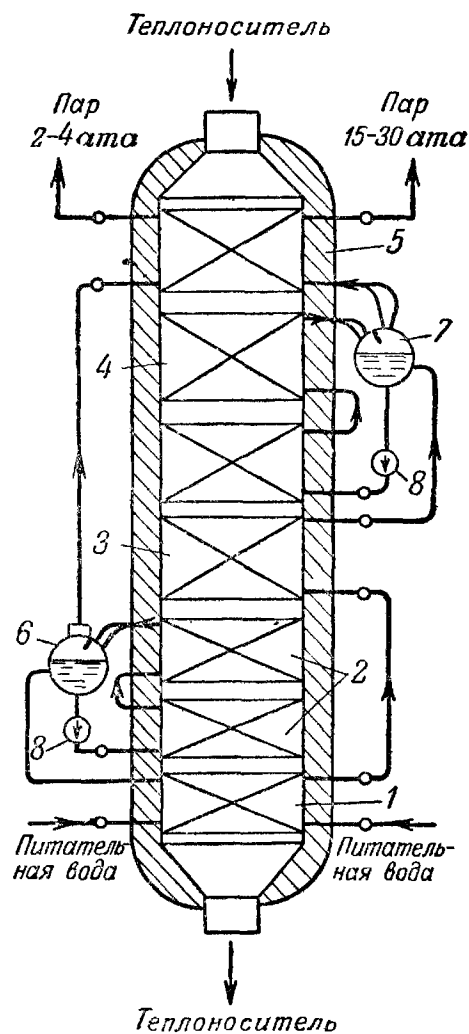


Рис. 9-25. Парогенератор двух давлений для атомной станции с газовым теплоносителем.

1 — экономайзеры повышенного и низкого давления; 2 — испаритель низкого давления; 3 — экономайзер II ступени повышенного давления; 4 — испаритель повышенного давления; 5 — пароперегреватели повышенного и низкого давления; 6 — барабан низкого давления; 7 — барабан повышенного давления; 8 — циркуляционные насосы.

Однако существует и другой тип атомных электростанций, в котором парообразование происходит в самом реакторе и пар из реактора поступает в турбину (непосредственно или через теплообменник-паропреобразователь).

Парогенераторы станций с промежуточным теплоносителем по условиям своей работы сравнительно близки к обычным паровым котлам, хотя и сильно отличаются от них по конструктивному оформлению.

Профиль этих парогенераторов зависит главным образом от того, какой теплоноситель используется и каковы параметры как теплоносителя, так и соответственно генерируемого пара.

Наиболее близкими по конструктивному оформлению к обычным котлам оказались парогенераторы атомных станций, использующих в качестве теплоносителя газ (практически применяется CO_2).

Такие парогенераторы представляют собой конвективную шахту, в которой расположены омываемые потоком газа трубные пакеты водяного экономайзера, испарителя (собственно котла) и пароперегревателя. Таким образом, из поверхностей нагрева обычного парогенератора отсутствуют естественно только воздухоподогреватель и радиационные поверхности нагрева.

Однако параметры теплоносителя накладывают определенный отпечаток на оформление конвективной шахты и ее поверхностей.

Во-первых, газ циркулирует в системе под повышенным давлением (порядка 7 атм на английской станции Колдер-Холл и до 60 атм в запроектированных станциях СССР). Это требует размещения конвективной шахты в башне круглого сечения, которая может выдержать такое давление при большом диаметре.

С другой стороны, современные реакторы обеспечивают только низкий нагрев газового теплоносителя (до $320-450^\circ\text{C}$) и требуют глубокого охлаждения его в теплообменнике-парогенераторе (до $90-140^\circ\text{C}$). Это предопределяет ориентацию на пар низких параметров (давление 4—30 атм и температура $320-420^\circ\text{C}$) и температуру питательной воды $70-100^\circ\text{C}$. Обычно в таких условиях оказывается целесообразным использовать наиболее горячий газ для получения пара несколько повышенного давления (15—30 атм), а глубокое охлаждение газа осуществлять за счет получения пара низкого давления (2—4 атм). В этом случае в конвективной шахте располагаются по существу поверхности нагрева двух независимых котлов с разными параметрами пара (рис. 9-25).

Сами поверхности нагрева этих парогенераторов могут выполняться из труб малого диаметра и труб с мелкими тесно поставленными ребрами, так как газ отличается высокой чистотой и загрязнение труб с газовой стороны практически исключается.

По паровой стороне парогенераторы могут оформляться как барабанные котлы с естественной или принудительной циркуляцией (применение прямоточных котлов при столь низких параметрах пара нецелесообразно).

Более своеобразны конструктивные формы парогенераторов, обогреваемых жидким теплоносителем (вода, высококипящие органические жидкости, расплавленный металл). Эти парогенераторы ближе всего к довольно широко применявшимся в Германии в 1935—1945 гг. котлам Шмидта — Гартмана, в кото-

рых получение пара осуществлялось за счет обогрева парогенератора промежуточным теплоносителем — водяным паром более высокого давления, который получается в топке обычного котла. Аналогичные котлы с использованием высококипящего органического теплоносителя (смесь дифенила и окиси дифенила) были предложены в СССР.

Жидкие теплоносители, так же как и газовые, нагреваются в реакторах до невысоких температур (вода до $260\text{--}300^\circ\text{C}$, полифенилы до 325°C , расплавленные металлы — натрий, висмут до $440\text{--}550^\circ\text{C}$). Однако в отличие от газовых они допускают высокую кратность циркуляции теплоносителя и поэтому не требуют значительного охлаждения его в парогенераторе. Это позволяет вводить на станциях, имеющих реакторы с жидким теплоносителем, развитый регенеративный подогрев питательной воды (до $150\text{--}180^\circ\text{C}$ и выше) и получать пар одного и притом более высокого давления (при воде $30\text{--}40\text{ атa}$, при жидких металлах до $60\text{--}80\text{ атa}$).

Однако возможности перегрева пара ограничены невысокой максимальной температурой теплоносителя. Поэтому в установках с охлаждением реактора некипящей водой (самый распространенный пока тип) ограничиваются получением насыщенного пара среднего давления, а образующуюся в процессе расширения пара в турбине влагу отделяют в специальных паросепараторах.

Так как применение насыщенного пара приводит к низкому к. п. д. термодинамического цикла станции и значительному снижению внутреннего относительного к. п. д. турбины при работе ее на влажном паре, в ряде случаев является целесообразным применять смешанные установки.

В этом случае насыщенный пар получается за счет тепла ядерного топлива, а перегрев его осуществляется в специальном пароперегревателе с отдельной топкой для органического топлива (уголь, мазут, газ). Такой пароперегреватель должен иметь топку, экранную трубу, охлаждаемую паром низкого давления, причем применение больших скоростей пара для улучшения охлаждения труб недопустимо из-за значительной потери и без того невысокого давления. Поэтому приходится применять экранные трубы из дорогих теплоустойчивых сталей и снижать температуру в топке за счет рециркуляции дымовых газов (рис. 9-26).

В установках с жидкометаллическим теплоносителем получается перегретый пар с

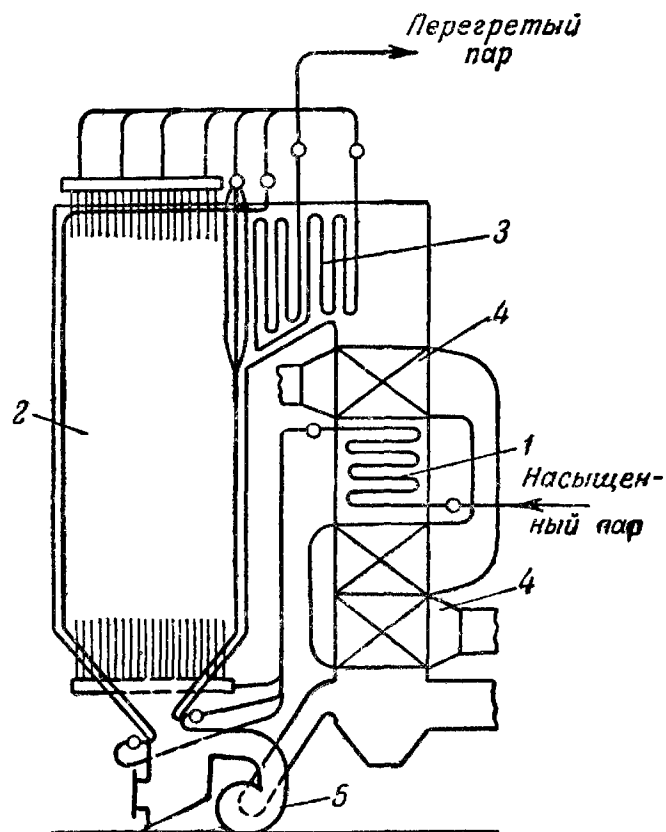


Рис. 9-26. Огневой пароперегреватель для атомной станции с реактором насыщенного пара.

1 — низкотемпературный пароперегреватель (паровой экономайзер); 2 — радиационный пароперегреватель, 3 — конвективный пароперегреватель, 4 — воздухоподогреватель, 5 — вентилятор рециркуляции дымовых газов.

температурой $440\text{--}480^\circ\text{C}$. Давление выбирается таким, чтобы заданная температура пара обеспечивала приемлемую влажность в последних ступенях турбины (40 атa при 440°C , 80 атa при 480°C).

В этих установках парогенератор включает обычно все три обычные части: экономайзер, испаритель, пароперегреватель.

При использовании в качестве греющей среды жидкости для достижения высоких коэффициентов теплоотдачи требуется движение ее со значительными скоростями. Вместе с тем в случае применения в качестве теплоносителя некипящей воды давление, под которым она находится, значительно превышает умеренное давление рабочего пара. Эти условия делают целесообразным конструкцию испарителя, близкую к котлам дымогарного типа, т. е. такую, при которой греющая среда (вода под высоким давлением) движется по пучку труб, заключенному в кожух, внутри которого на наружной поверхности труб генерируется вторичный (рабочий) пар. Теплоотдача снаружи труб идет при кипении, что обеспечивает высокие коэффициенты теплоотдачи без наличия вынужденного движения кипящей воды, а умеренное давление позволяет применять корпус большого диаметра, внутри кото-

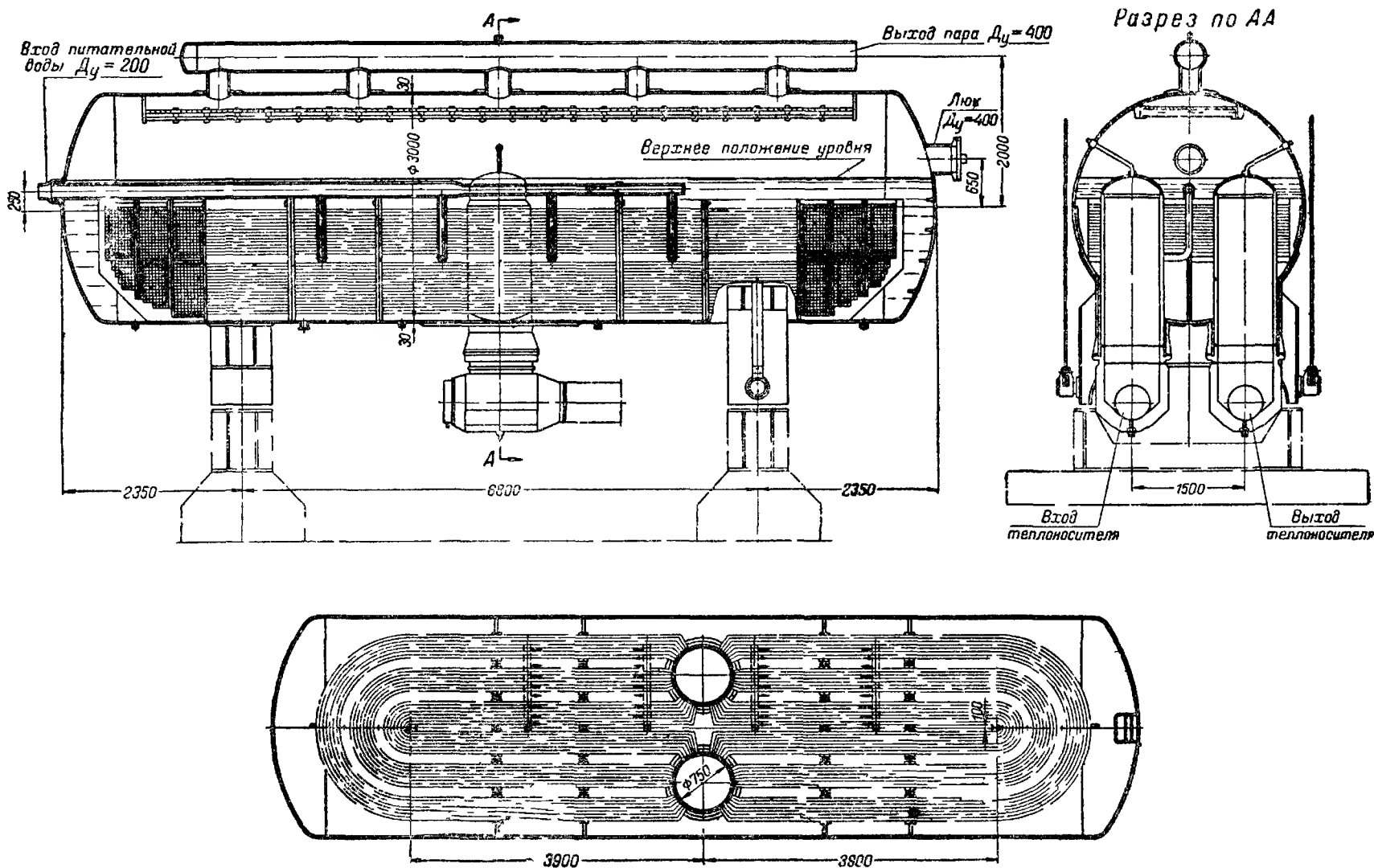


Рис. 9-27. Парогенератор насыщенного пара для атомной станции с теплоносителем — некипящей водой.

рого можно разместить пучок труб с большой суммарной поверхностью. Вследствие очень большого расхода греющей среды и малого ее охлаждения (на $10\text{--}20^\circ\text{C}$) даже при больших скоростях течения воды требуется много относительно коротких труб, поэтому теплообменник по воде получается одно- или максимум двухходовым (рис. 9-27).

При оформлении пароперегревателя весьма важно использовать возможно полнее максимальную температуру теплоносителя, так как с ростом температуры перегретого пара к. п. д. цикла сильно растет.

Обычно принимают малую расчетную разность температур, что требует (во избежание чрезмерного развития поверхностей) высокого коэффициента теплопередачи. Поэтому такие пароперегреватели должны иметь конструкцию, обеспечивающую высокие скорости для обеих сред.

Вследствие низких температур греющей среды в парогенераторах атомных установок

(за исключением огневых пароперегревателей) нет опасности повреждения труб из-за местного ухудшения теплоотвода. Действительно, в худшем случае температура стенки не превысит температуры промежуточного теплоносителя, которая ниже температуры, допустимой для металла стенки трубы.

Поэтому в парогенераторах атомных станций нет опасности повреждения труб из-за их перегрева (как это имеет место в обычных парогенераторах). Однако особенно существенна проблема плотности теплообменника, так как всякий теплоноситель в большей или меньшей степени становится в эксплуатации радиоактивным, а поэтому всякие утечки из теплоносителя первичного контура во вторичный ведут к появлению радиоактивности в последнем и, следовательно, во всем цикле станции.

В теплообменниках типа жидкий металл — вода теплоноситель находится под меньшим давлением, чем вторичный контур, и поэтому

в случае неплотности возможно лишь попадание воды в металл, а не наоборот. Однако при использовании наиболее эффективного теплоносителя — жидкого натрия — попадание воды в металл приводит к бурной реакции с большим тепловыделением. Вместе с тем натрий в процессе эксплуатации становится высокоактивным, вследствие этого сам теплообменник даже освобожденный от натрия мало доступен для ремонта. Поэтому в натриевых системах применяют три контура с двумя теплообменниками: в первом теплообменнике радиоактивный натрий передает тепло промежуточному теплоносителю — неактивному натрию (или сплаву $\text{Na} - \text{K}$), во втором неактивный натрий — воде. В случае неплотности в первом теплообменнике попадание натрия в натрий не ведет к развитию аварии; с другой стороны, в случае аварии во втором теплообменнике он как нерадиоактивный доступен для ремонта.

В связи с повышенными требованиями к плотности теплообменников и малой их доступностью для ремонта особое значение имеет сведение к минимуму коррозии стенок. Поэтому первичный контур в атомных установках выполняется из коррозионноустойчивой нержавеющей стали.

Уменьшение коррозии первичного контура необходимо также и для ограничения загрязнения теплоносителя первичного контура продуктами коррозии. Это имеет большое значение, так как продукты коррозии могут образовывать на тепловыделяющих элементах активной зоны отложения, вызывающие повышение температуры оболочек элементов и их повреждение.

В системах с охлаждением водой уменьшаются трудности, связанные с радиоактивностью теплоносителя, так как чистая вода (H_2O или D_2O) при облучении приобретает только быстропроходящую радиоактивность, а длительная активность теплоносителя обусловливается лишь наличием в воде загрязнений и в особенности продуктов коррозии.

В ряде случаев применяется схема с кипением воды в реакторе и даже с перегревом в нем пара. В этих случаях парогенератором становится сам реактор, что предъявляет очень высокие требования к организации внутрикотловых процессов. В реакторе необходимо обеспечивать бесперебойное охлаждение по-

верхностей нагрева кипящей водой или перегретым паром при очень высоких плотностях теплового потока (до $1,5 - 2,0$ млн. $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ и выше). Необходимо также обеспечить отсутствие коррозии и отложений на поверхностях нагрева (оболочках тепловыделяющих элементов).

Наконец, циркуляция пароводяной смеси должна регулироваться, так как изменение плотности смеси влияет на работу реактора (особенно в системах, где замедлителем нейтронов является сама пароводяная смесь). Зато в системах с кипящими реакторами можно отказаться от специальных теплообменников и направить полученный пар прямо в турбину, что сильно упрощает и удешевляет установку. Правда, при этом предъявляются очень высокие требования к чистоте пара, чтобы обеспечить максимальное снижение его радиоактивности по сравнению с радиоактивностью котловой воды. Для снижения же активности последней необходимо поддерживать на высоком уровне и чистоту самой котловой воды, что в системах с подачей пара непосредственно в турбину значительно труднее, чем в двухконтурных системах. Действительно, в последних первичный контур находится под более высоким давлением, чем вторичный, и поэтому при появлении неплотностей загрязнение теплоносителя первичного контура за счет присосов исключается, между тем в одноконтурных системах основной поток теплоносителя проходит через конденсатор турбин, где очень трудно избежать присосов охлаждающей воды.

В целом можно сказать, что атомные электростанции предъявляют более жесткие требования к организации процесса генерации пара. Все эти требования, хотя зачастую и в менее жесткой степени, предъявляются и к организации внутрикотловых процессов обычных парогенераторов.

Поэтому в конструировании и эксплуатации парогенераторов атомных станций при всем своеобразии их конструкции приходится считаться с теми же внутрикотловыми процессами, какие имеют место в обычных паровых котлах. Развитие парогенераторов атомных станций базируется в основном на опыте, приобретенном за длительный период развития парогенераторов обычного типа.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ В ТОПКЕ И КОНВЕКТИВНЫХ ГАЗОХОДАХ

10-1. ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОВ НА ВЫХОДЕ ИЗ ТОПКИ

В топке котельного агрегата происходит процесс сжигания топлива, при котором химическая энергия его превращается в тепловую. Размеры топочной камеры, и главным образом высота ее, должны быть такими, чтобы процесс сгорания топлива был по возможности полностью завершен до входа продуктов сгорания в конвективные газоходы котла.

Передача тепла от продуктов сгорания топлива поверхностям нагрева происходит путем излучения и конвективного теплообмена. В области высоких температур газов, порядка 1200°C и выше, теплоотдача излучением более эффективна, чем конвективный теплообмен. Это объясняется тем, что тепловой поток за счет излучения пропорционален разности четвертых степеней температуры газов и наружной стенки тепловоспринимающей поверхности, а в случае конвективного теплообмена он зависит от разности первых степеней этих температур и коэффициента теплоотдачи, который лишь слабо увеличивается с ростом температуры газов.

Однако настенная радиационная поверхность нагрева значительно дороже конвективной. Наибольшая радиационная поверхность экрана, получающаяся при расположении труб вплотную друг к другу и равная площади стены, покрытой трубами, составляет примерно лишь $\frac{1}{3}$ от общей поверхности труб. В конвективном же теплообмене участвует полная поверхность труб. Кроме того, увеличение радиационной поверхности требует повышения размеров топки, т. е. приводит к соответствующему возрастанию затрат на каркас и обмуровку котла.

Поэтому по технико-экономическим соображениям оптимальные значения температуры продуктов сгорания на выходе из топки больше чем 1200°C .

Тем не менее температуру газов, покидающих топку, приходится ограничивать, чтобы предотвратить шлакование конвективных поверхностей нагрева.

Для нормальной работы котельного агрегата величина температуры газов перед конвективными поверхностями нагрева, расположенными сразу после топки, имеет очень важное значение. Если дымовые газы имеют тем-

пературу, равную или большую, чем температура начала размягчения золы t_2 , то размягченные частицы золы при соприкосновении с поверхностями нагрева, имеющими в несколько раз более низкую температуру, прилипают к трубам, охлаждаются и образуют наросты шлака. Это приводит к ухудшению теплообмена в зашлакованной поверхности и повышению температуры газов за ней, а также к возрастанию сопротивления потоку газов.

Шлакование конвективных поверхностей нагрева отсутствует, если летучая зола при входе в эти поверхности находится в виде твердых частиц.

Температура затвердевания золы обычно несколько ниже температуры начала размягчения ее t_2 . Поэтому температура газов на входе в конвективные поверхности нагрева должна быть примерно на $50\text{--}100^{\circ}\text{C}$ меньше, чем t_2 .

При проектировании котельных агрегатов выбор пониженной температуры на выходе из топки приводит к необходимости делать большую радиационную поверхность топки и тем самым увеличивать объем топки. Снижение температуры в конце топки приводит также к падению температурных напоров и соответствующему росту величины конвективных поверхностей нагрева. Все это влечет за собой увеличение каркаса и обмуровки котла. В конечном счете капитальные затраты на котельный агрегат возрастают, стоимость его повышается.

Для каждого топлива в зависимости от свойств его золы существует некоторое оптимальное значение температуры газов на выходе из топки.

В табл. 10-1 приведены для ряда топлив значения температур газов на выходе из топки, рекомендуемые на основании обобщения опыта эксплуатации из условия предотвращения шлакования конвективных поверхностей нагрева. Эти температуры принимают в том случае, если конвективные поверхности за топкой имеют разреженную часть (например, фестон или разреженные ряды пароперегревателя), в которой температура снижается не менее чем на 50°C .

Для топлив, не приведенных в табл. 10-1, температура на выходе из топки может быть взята равной температуре начала деформации золы t_1 , но не более 1150°C .

Таблица 10-1

**Предельно допустимые температуры газов
на выходе из топки, °С**

Топливо	Паропроизводительность котла	
	$D < 260 \text{ м/ч}$	$D \geq 260 \text{ м/ч}$
Антрацитовый штыб	1 150	1 100
Тощие угли		
Донецкий	1 100	1 050
Араличевский	1 150	1 100
Каменные угли		
Карагандинский	1 150	1 100
Кемеровский	1 100	1 050
Кизеловский	1 100	1 050
Воркутский	1 100	1 050
Отходы углеобогащения		
Донецкий ППМ	1 100	1 050
Бурые угли		
Подмосковный	1 100	1 050
Челябинский	1 100	1 050
Богословский	1 150	1 100
Сланцы		
Эстонские и гдовские	900	850
Волжские	950	900
Торф		
Фрезерный торф	1 000	950

Выбор температуры газов на выходе из топки определяет распределение теплопоглощения между топкой и конвективными газоходами котельного агрегата.

Доля тепла, воспринимаемого излучением поверхностями нагрева топки, от полезного тепловыделения Q_m называется коэффициентом прямой отдачи топки:

$$\kappa = \frac{Q_\lambda}{Q_m}, \quad (10-1)$$

где Q_m — полезное тепловыделение в топке, ккал/кг;

Q_λ — количество тепла, передаваемое в топке, ккал/кг:

$$Q_\lambda = \varphi (Q_m - I''_m) \text{ ккал/кг}, \quad (10-2)$$

I''_m — энтальпия газов при температуре на выходе из топки t''_m и коэффициенте избытка воздуха α_m , ккал/кг;

φ — коэффициент сохранения тепла.

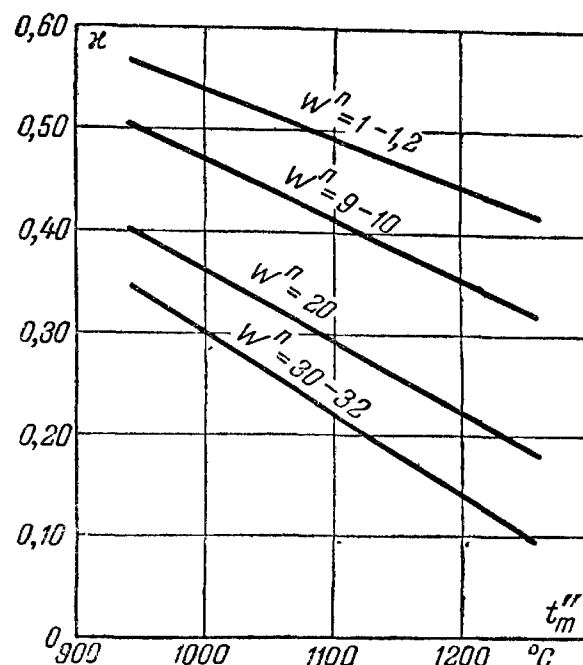


Рис. 10-1. Зависимость коэффициента прямой отдачи топки от температуры газов на выходе из топки.

$t_{z.g} = 300^\circ \text{C}$, $\alpha_m = 1,2$, $q_3 = 0,5\%$; $q_5 = 0,5\%$.

Решая совместно уравнения (10-1) и (10-2), получим:

$$\kappa = \varphi \left(1 - \frac{I''_m}{Q_m} \right). \quad (10-3)$$

Из формулы (10-3) видно, что с повышением температуры на выходе из топки t''_m коэффициент прямой отдачи топки снижается, т. е. доля тепла, приходящаяся на поверхности нагрева, расположенные в конвективных газоходах, увеличивается. Так, например, при приведенной влажности топлива $W^n \approx 1$ в результате повышения t''_m с 1000 до 1200°С коэффициент прямой отдачи топки κ уменьшается примерно с 0,54 до 0,44 (рис. 10-1).

Увеличение влажности топлива приводит к снижению его теплоты сгорания, а следовательно, и величины полезного тепловыделения в топке. Это тоже уменьшает долю тепла, воспринимаемого излучением в топке.

Как видно из рис. 10-1, для сухих топлив, приведенная влажность которых находится в пределах от 0 до 3 (антрацит и почти все каменные угли), при температуре $t''_m = 1100^\circ \text{C}$ коэффициент прямой отдачи топки равен примерно 0,45—0,50. Для влажных бурых углей с $W^n = 10—15$ (подмосковный, богословский) при той же температуре на выходе из топки κ составляет около 0,35—0,40, а для очень влажных бурых углей, к которым относятся

украинские и закарпатские угли ($W''=30-32$) коэффициент прямой отдачи топki при $t_m''=1100^\circ\text{C}$ снижается до величины порядка 0,20—0,25.

При повышении температуры горячего воздуха, подаваемого в топку, полезное тепловыделение Q_m возрастает, и коэффициент прямой отдачи в топке α также увеличивается.

10-2. СТЕПЕНЬ ЧЕРНОТЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Передача тепла в топке происходит в основном излучением. Скорость газов в топочной камере невелика, поэтому конвективным теплообменом можно пренебречь по сравнению с весьма интенсивным радиационным теплообменом.

В конвективных газоходах теплообмен от продуктов сгорания к поверхностям нагрева происходит как конвекцией, так и лучеиспусканием.

В продуктах сгорания топлива содержатся газы, излучающая способность которых различна. Двухатомные газы — азот N_2 , кислород O_2 , водород H_2 , окись углерода CO — обладают очень слабым излучением. Интенсивное излучение имеют трехатомные газы (углекислый газ CO_2 и сернистый ангидрид SO_2), многоатомные газы (метан CH_4 , тяжелые углеводороды) и водяной пар. Практически имеет значение излучение лишь трехатомных газов — CO_2 , SO_2 и водяного пара, так как метана и тяжелых углеводородов в топочных газах содержится обычно ничтожное количество.

В отличие от излучения твердых тел, имеющих сплошной спектр, газы излучают энергию лишь в некоторой части спектра (преимущественно в пределах инфракрасной части — от длины волны 2,5 мк и более).

Интенсивность излучения отдельных полос спектра различна, но она никогда не превышает интенсивности излучения абсолютно черного тела при данных длинах волн и температуре. Поэтому степень черноты газа a_z , т. е. отношение полной энергии излучения газа q_z к полной энергии излучения абсолютно черного тела q_0 , всегда меньше единицы:

$$a_z = \frac{q_z}{q_0} < 1. \quad (10-4)$$

Энергия излучения газа, так же как и абсолютно черного тела, с ростом температуры увеличивается. Однако степень черноты газа в ря-

де случаев снижается с повышением температуры. Это объясняется тем, что максимум кривой интенсивности излучения абсолютно черного тела с ростом температуры сдвигается в область малых длин волн, где полос излучения газа почти нет.

В отличие от излучения твердого тела, которое происходит с его поверхностного слоя, газы излучают всем объемом. Поэтому интенсивность излучения газа зависит от толщины излучающего объема s и растет с увеличением последней.

Энергия излучения газа возрастает также с увеличением его парциального давления в смеси.

Энергия излучения газа, а следовательно, и степень черноты газа a_z , таким образом зависят от произведения парциального давления газа на эффективную толщину излучающего слоя ps и температуры, т. е.

$$a_z = f(ps, t),$$

где p — парциальное давление газа, атм ;

s — эффективная толщина излучающего слоя газа, м ;

t — температура газа, $^\circ\text{C}$.

При одинаковых парциальных давлениях углекислого газа p_{CO_2} и водяного пара $p_{\text{H}_2\text{O}}$ и небольшой толщине излучающего слоя пламени степень черноты водяного пара несколько меньше. В больших объемах газа излучение водяного пара более интенсивное, чем углекислого газа (рис. 10-2). При значении произведения $ps=0,15 \text{ м} \cdot \text{атм}$ энергии излучения водяного пара и углекислого газа примерно равны. В топочной камере, где эффективная

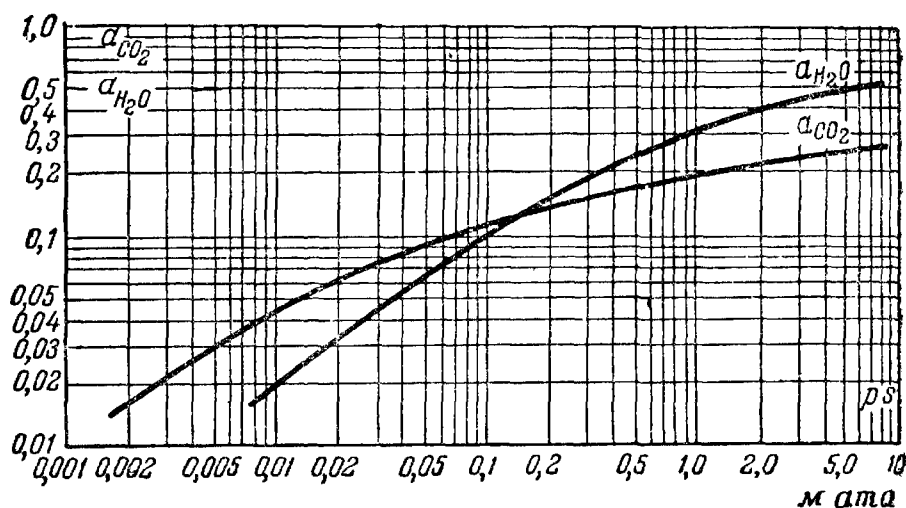


Рис. 10-2. Степень черноты углекислого и водяного пара при температуре 1000°C .

толщина излучающего слоя s велика, излучение водяного пара обычно больше, чем углекислого газа.

Так как содержание серы в топливах относительно невелико и степень черноты сернистого газа достаточно близка по своей величине к степени черноты углекислого газа, энергию излучения этих газов принято подсчитывать по суммарному парциальному давлению их, обозначаемому p_{RO_2} .

Эффективная толщина излучающего слоя газового объема в топке может быть приблизительно подсчитана по формуле

$$s \approx 3,6 \frac{V}{F_{\text{ст}}} \text{ м}, \quad (10-5)$$

где V — газовый объем, м^3 ;

$F_{\text{ст}}$ — площадь ограждающих поверхностей, м^2 .

В полурадиационных пароперегревателях (ширмовых), расположенных в верхней части топки, эффективную толщину излучающего слоя можно подсчитать по формуле

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{a} + \frac{1}{b} + \frac{1}{c}} \text{ м}, \quad (10-6)$$

где a , b , c — высота, ширина и глубина камеры, образованной двумя соседними лентами (ширмами) пароперегревателя, м .

В конвективных газоходах котла имеет место межтрубное излучение газов. Эффективная толщина излучающего слоя газов при этом зависит от расстояний между трубами.

Для гладкотрубных пучков эффективную толщину излучающего слоя можно определить по формулам:

$$s = \left(1,87 \frac{s_1 + s_2}{d} - 4,1\right) d \text{ м}, \quad (10-7)$$

если

$$\frac{s_1 + s_2}{d} \leq 7,$$

и

$$s = \left(2,82 \frac{s_1 + s_2}{d} - 10,6\right) d \text{ м}, \quad (10-7a)$$

если

$$7 < \frac{s_1 + s_2}{d} < 13.$$

Здесь s_1 — шаг труб по ширине газохода, м ;
 s_2 — шаг труб по ходу газов, м ;
 d — наружный диаметр труб, м .

Парциальные давления газов и водяных паров подсчитываются по формулам:

$$p_{\text{RO}_2} = pr_{\text{RO}_2} \text{ ата}, \quad (10-8)$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = pr_{\text{H}_2\text{O}} \text{ ата}, \quad (10-9)$$

где p — давление в газоходе, ата ; при работе котельного агрегата без наддува принимают $p = 1 \text{ ата}$;

r_{RO_2} и $r_{\text{H}_2\text{O}}$ — объемные доли трехатомных газов и водяных паров, т. е.

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_2}, \quad (10-10)$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_2}. \quad (10-11)$$

В зависимости от элементарного состава топлива и его влажности объемные доли трехатомных газов и водяных паров, а следовательно и парциальные давления их, имеют различные значения.

При завершении сгорания топлива в топочной камере объем трехатомных газов по всему тракту котла остается неизменным, но процентное содержание RO_2 и парциальное давление их p_{RO_2} уменьшаются в связи с возрастанием объема дымовых газов за счет присосов холодного воздуха в топку и конвективные газоходы. Процентное содержание и парциальное давление водяных паров по тракту дымовых газов также снижаются.

Энергия излучения смеси различных газов не равна сумме энергий излучений каждого из газов. Это объясняется тем, что при наличии в спектрах газов полос с одинаковыми длинами волн часть энергии, излучаемая одним газом, поглощается другим газом.

При прохождении лучей в газовой среде интенсивность излучения их может ослабляться за счет поглощения части лучистой энергии не только молекулами газа, но и взвешенными в газе твердыми частицами. В продуктах сгорания топлива могут быть сравнительно крупные кусочки (размером 200—300 мк , а иногда и больше) недогоревшего топлива и золы и мельчайшие (размером до 0,2—0,5 мк) сажи-стые частицы.

Поглощенная молекулами газа и твердыми частицами лучистая энергия переходит в тепловую энергию и снова излучается. Поэтому суммарная энергия излучения газовой среды повышается при увеличении толщины слоя и плотности газовой среды, а также содержания в газовой среде взвешенных твердых частиц.

Снижение интенсивности луча в газовой среде характеризуется величиной, называемой коэффициентом ослабления луча газом или показателем поглощения k_g . Он зависит главным образом от физических свойств и толщины слоя газов и может быть определен по следующей эмпирической формуле:

$$k_g = \frac{0,8 + 1,6r_{H_2O}}{\sqrt{p_n s}} \left(1 - 0,38 \frac{T}{1000} \right), \quad (10-12)$$

где T — абсолютная температура газовой среды, °K;

$p_n = pr_n$ — суммарное парциальное давление трехатомных газов, *атм*;

r_n — суммарная объемная доля трехатомных газов, равная

$$r_n = r_{CO_2} + r_{H_2O}. \quad (10-13)$$

Снижение интенсивности луча твердыми частичками, содержащимися в газовой среде, характеризуется коэффициентом ослабления луча твердыми частицами k_n . При постоянной температуре и концентрации частиц в газовом объеме он зависит только от их размеров, увеличиваясь с уменьшением последних.

Коэффициент ослабления луча твердыми частицами определяется по формуле

$$k_n = 7 \sqrt[3]{\frac{1}{d_n^2 T^2}}, \quad (10-14)$$

где d_n — эффективный диаметр частиц, *мк*.

В общем случае коэффициент ослабления лучей газовой средой можно рассчитать по уравнению

$$k = k_g r_n + k_n \mu, \quad (10-15)$$

в котором μ — концентрация твердых частиц в продуктах сгорания.

При расчетах котельных агрегатов концентрация золы в продуктах сгорания вычисляется по следующему соотношению:

$$\mu = \frac{10 \alpha_{yn} A^p}{V_g} \text{ г/м}^3. \quad (10-16)$$

Степень черноты газовой среды в общем случае может быть выражена зависимостью

$$a = 1 - e^{-kps}. \quad (10-17)$$

Произведение kps называется суммарной силой поглощения продуктов сго-

рания. Чем больше kps , тем больше степень черноты газовой среды.

При полном сгорании газа пламя бывает почти бесцветное, слегка синеватое, так как спектр излучения газов в области видимых (световых) лучей полос не имеет. При наличии в продуктах сгорания топлива твердых частиц пламя получается светящимся.

В топках котельных агрегатов вид пламени зависит главным образом от свойств топлива и способа их сжигания. При сжигании газобразных топлив¹, а также слоевом и факельно-слоевом сжигании антрацита и тощих углей пламя в топочной камере бывает не светящееся. При сжигании антрацита и тощих углей в камерных топках образуется полусветящееся пламя. Мазут и твердые топлива, богатые летучими, горят ярким светящимся пламенем.

Для несветящегося и полусветящегося пламени расчет коэффициента ослабления лучей топочной средой производится по формуле (10-15), в которой принимают $\mu = 0$. Расчет ведут для абсолютной температуры на выходе из топки T_m'' и объемных долей трехатомных газов, подсчитанных для коэффициента избытка воздуха на выходе из топки α_m .

Для светящегося пламени величина коэффициента ослабления лучей в топочной среде определяется по формуле

$$k = 1,6 \frac{T_m''}{1000} - 0,5. \quad (10-18)$$

При большой толщине излучающего слоя газов ($s > 2,5$) в топках со светящимся пламенем суммарная сила поглощения топочной среды kps получается относительно большой величины и степень черноты топочной среды a может быть принята равной единице.

Продукты сгорания, заполняющие топочный объем, имеют неоднородную концентрацию твердых частиц в различных участках пламени. Наибольшая концентрация их наблюдается в зоне ядра горения, примерно на уровне горелок. По высоте факела концентрация твердых частиц падает, а концентрация трехатомных газов растет. Это приводит к тому, что коэффициент ослабления лучей в пламени меняется по высоте факела. Следовательно, степень черноты и температура в различных участках потока топочных газов могут сильно различаться.

¹ При сжигании природных газов иногда имеет место образование значительного количества сажи. В этом случае получается светящееся пламя.

На рис. 10-3 показано изменение температуры по толщине пламени мазутной топки на различных расстояниях от боковой стенки (горелки установлены на фронтальной стене). На расстоянии 1,0 м от боковой стенки вглубь факела на уровне форсунок температура повышается с 900 до 1700°С, а в конце факела (вблизи задней стенки), где концентрация сажи частиц значительно меньше, разность температур между внутренними и наружными слоями пламени меньше. Температурное поле пламени является неравномерным и по высоте топки (рис. 10-4). Если в ядре мазутного факела температура примерно 1600—1700°С, то в верху топки крайняя изотерма отвечает температуре порядка 1000°С.

Степень неравномерности температурного поля в пылеугольной топке получается меньшей, чем в мазутной, так как коэффициенты ослабления лучей в пылеугольном пламени имеют меньшие значения, чем в светящемся сажином пламени мазута.

Неравномерность температурного поля не-светящегося пламени оказывается наименьшей.

Таким образом, эффективная степень черноты факела a_{ϕ} зависит от степени черноты топочной среды (т. е. газовой среды в топке) a и неравномерности температурного поля в ней.

Эффективная степень черноты факела равна:

$$a_{\phi} = \beta a, \quad (10-19)$$

где β — коэффициент, учитывающий равномерность заполнения топочной камеры пламенем и характер температурного поля.

Коэффициент β выбирается в зависимости от вида пламени: для не-светящегося пламени $\beta = 1,0$, для светящегося пламени жидких топлив $\beta = 0,75$, для светящегося и полусветящегося пламени твердых топлив $\beta = 0,65$.

Энергия излучения продуктов сгорания топлива в топочной камере, которую принято характеризовать степенью черноты топки a_m , является результатом двух непрерывно протекающих процессов: тепловыделения при горении топлива и теплообмена с ограничивающими топку поверхностями нагрева. Чем больше тепловосприятие в топке, тем меньше степень черноты топки. Поэтому при увеличении экранирования стен топки, когда доля незащищенной обмуровки снижается, степень черноты топки a_m уменьшается.

Загрязнение поверхностей нагрева золой или покрытие их шлаком приводит к ухудшению теплообмена в топке и, следовательно, к повышению степени черноты топки.

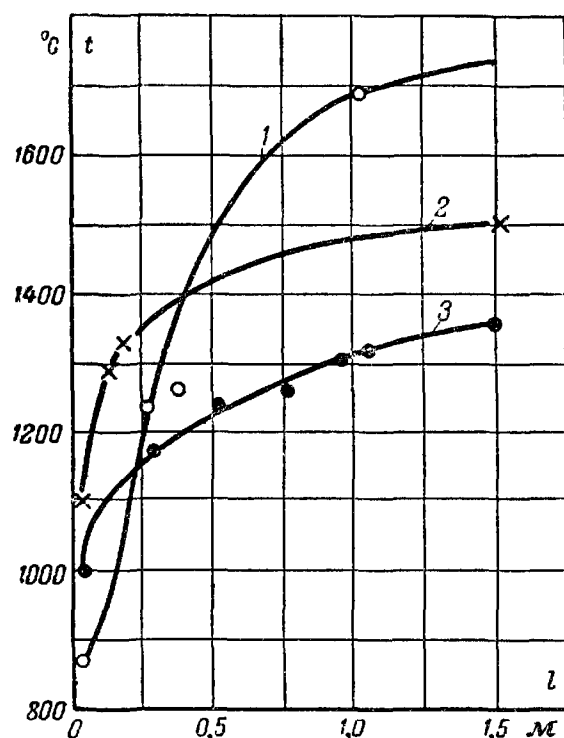


Рис. 10-3. Изменение температуры по толщине пламени мазутной топки.

1 — зона ядра горения (вблизи форсунок); 2 — центр топочной камеры; 3 — зона конца факела (вблизи задней стенки топки).

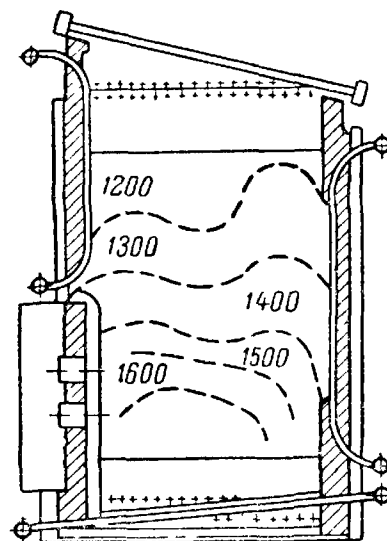


Рис. 10-4. Характер поля температур по высоте пламени мазутной топки.

Для камерных топок при средних и больших степенях экранирования ($\psi \zeta > 0,25$) степень черноты топки определяется по формуле

$$a_m = \frac{a_{cm} a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \psi \zeta}, \quad (10-20)$$

где ψ — степень экранирования топки [см. формулу (10-41)];

ζ — условный коэффициент загрязнения радиационных поверхностей нагрева, значения которого приведены в табл. 10-2.

Таблица 10-2

Условный коэффициент загрязнения радиационных поверхностей нагрева топки

Тип экрана и род топлива		Условный коэффициент загрязнения ζ
Открытые гладкотрубные экраны	Газообразное топливо	1,00
	Жидкое топливо и твердое топливо, сжигаемое в слое	0,90
	Твердое топливо при камерном сжигании	0,70
Зашипованные экраны, покрытые хромитовой обмазкой		0,20
Экраны, закрытые шамотным кирпичом		0,10

10-3. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА В ТОПКЕ

Зависимость между количеством лучистого тепла, излучаемого потоком продуктов сгорания, и теплопоглощением радиационных поверхностей нагрева в условиях исключительно большой неравномерности температурного поля в топке является функцией очень большого числа переменных. Это придает чрезвычайную сложность расчетам теплообмена в топочных камерах.

Развитие методов расчета теплообмена в топке еще до недавнего времени шло двумя путями: аналитическим и эмпирическим.

Аналитическое решение задачи теплообмена в топке, предложенное Г. Л. Полляком и С. Н. Шориным, еще не доведено до такого состояния, которое дало бы возможность воспользоваться им для проведения практических расчетов.

Эмпирические методы расчета теплообмена в топке базируются в основном на опытных данных. При этом естественно неизбежны некоторые ошибки, которые являются следствием принятых допущений, игнорирования ряда существенных факторов и, наконец, использования эмпирически полученных формул за пределами области их закономерного применения.

В настоящее время советскими учеными создан метод расчета теплообмена в топке, основанный на совместном использовании аналитического и эмпирического исследований. Этот метод исходит из возможности применения теории подобия для анализа топочных процессов. Функциональная зависимость характеристических величин—критериев подобия устанавливается по результатам обработки опытных данных, полученных при испытании промышленных агрегатов, т. е. находится эмпирически.

Накопление значительного количества экспериментального материала позволило создать методику, обеспечивающую достаточную для практических расчетов точность в широком диапазоне сжигаемых топлив и различных конструкций топок.

Уравнения баланса энергии и теплопередачи в интегральной форме для любого сечения потока среды в топке записываются следующим образом:

$$Q_{\lambda} + Q_{\kappa} = \varphi B_p (Q_m - Vct) \text{ ккал/ч} \quad (10-21)$$

и

$$Q_{\lambda} + Q_{\kappa} = a_m C_0 \zeta H_{\lambda} \left[\left(\frac{T_{\text{эф}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right] + \alpha_{\kappa} H_{\kappa} [T_{\text{эф}} - T_{cm}] \text{ ккал/ч}. \quad (10-22)$$

Решая совместно уравнения (10-21) и (10-22) и пренебрегая конвективным теплообменом в топке, получим балансовое соотношение

$$4,9 \cdot 10^{-8} a_m \zeta H_{\lambda} [T_{\text{эф}}^4 - T_{cm}^4] = \varphi B_p (Q_m - Vct) \text{ ккал/ч}. \quad (10-23)$$

В уравнениях (10-21) — (10-23):

C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный $4,9 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}^4$;

H_{λ} и H_{κ} — радиационная и конвективная поверхности нагрева в топке, м^2 ;

$T_{\text{эф}}$ — абсолютная средняя эффективная температура пламени, $^{\circ}\text{К}$;

t — температура газов в рассматриваемом сечении топки, $^{\circ}\text{С}$.

Разность полезного тепловыделения в топке Q_m , выраженного через теоретическую температуру сгорания топлива, и энтальпии газов Vct в уравнении (10-23) может быть представлена через среднюю теплоемкость:

$$Vct_{\text{теор}} - Vct = Vc_{cp} (t_{\text{теор}} - t). \quad (10-24)$$

Заменяв температуры в уравнении (10-23) через безразмерные величины:

$$\theta_{\text{эф}} = \frac{T_{\text{эф}}}{T_{\text{теор}}}, \quad (10-25)$$

$$\theta_{cm} = \frac{T_{cm}}{T_{\text{теор}}}, \quad (10-26)$$

$$\theta = \frac{T}{T_{\text{теор}}} \quad (10-27)$$

и разность $(Q_m - Vct)$ через среднюю теплоемкость согласно уравнению (10-24), получим:

$$4,9 \cdot 10^{-8} a_m \zeta H_{\lambda} T_{теор}^3 [\theta_{эф}^4 - \theta_{см}^4] = \psi B_p V c_{cp} (1 - \theta). \quad (10-28)$$

В топках котельных агрегатов $\theta_{эф} \gg \theta_{см}$ и поэтому величиной $\theta_{см}$ можно пренебречь. Тогда уравнение (10-28) будет иметь вид:

$$\frac{4,9 \cdot 10^{-8} a_m \zeta H_{\lambda} T_{теор}^3}{\psi B_p V c_{cp}} \theta_{эф}^4 + \theta - 1 = 0. \quad (10-29)$$

Средняя эффективная температура в топке может быть выражена через истинную температуру следующей степенной зависимостью:

$$\theta_{эф} = C \theta^n. \quad (10-30)$$

Подставляя величину $\theta_{эф}$ в уравнение (10-29), получаем:

$$\frac{4,9 \cdot 10^{-8} a_m \zeta H_{\lambda} T_{теор}^3 C}{\psi B_p V c_{cp}} \theta^{4n} + \theta - 1 = 0. \quad (10-31)$$

Величина

$$Bo = \frac{\psi B_p V c_{cp}}{4,9 \cdot 10^{-8} \zeta H_{\lambda} T_{теор}^3} \quad (10-32)$$

носит название критерия Больцмана.

Уравнение теплообмена в топочной камере для выходного сечения топки, где $t = t_m''$ и $\theta_m'' = \frac{T_m''}{T_{теор}}$, выраженное через критерий Больцмана, записывается таким образом:

$$\frac{a_m C}{Bo} (\theta_m'')^{4n} + \theta_m'' - 1 = 0. \quad (10-33)$$

Из этого уравнения видно, что безразмерная температура зависит от критерия Больцмана, степени черноты топки и двух коэффициентов C и n :

$$\theta_m'' = f\left(\frac{Bo}{Ca_m}; n\right). \quad (10-34)$$

Вид функции (10-34) был установлен А. М. Гурвичем на основании обработки большого количества опытных данных по теплообмену в топке. Полученная зависимость выражается уравнением

$$\frac{\theta_m''}{1 - \theta_m''} = M \left(\frac{Bo}{Ca_m} \right)^{0,6}, \quad (10-35)$$

в котором для большинства топок коэффициенты M и C являются практически постоянными величинами.

Решение этого уравнения относительно θ_m'' с эмпирически подобранными коэффициентами M и C дает следующую исходную формулу для расчета теплопередачи в топке:

$$\theta_m'' = \frac{Bo^{0,6}}{0,445 a_m^{0,6} + Bo^{0,6}}. \quad (10-36)$$

Путем несложных преобразований формула (10-36) может быть приведена к удобному для практических расчетов виду.

Для определения температуры газов на выходе из топки, если известна величина радиационной поверхности нагрева топки, служит формула

$$t_m'' = \frac{T_{теор}}{\left(\frac{1,27 \cdot 10^{-8} \zeta H_{\lambda} a_m T_{теор}^3}{\psi B_p V c_{cp}} \right)^{0,6} + 1} - 273^\circ \text{C}. \quad (10-37)$$

Величина радиационной поверхности нагрева топки при выбранной температуре газов на выходе из топки определяется по формуле

$$H_{\lambda} = 0,79 \cdot 10^8 \frac{B_p Q_{\lambda}}{\zeta a_m T_m'' T_{теор}^3} \times \times V \left(\frac{T_{теор}}{T_m''} - 1 \right)^2 \text{ м}^2. \quad (10-38)$$

В топочной камере лучистое тепло поглощают парогенерирующие трубы и трубы пароперегревателя, если последние размещены в топке. Эти поверхности нагрева образуют экраны у стен топки, а иногда еще одну или несколько панелей, расположенных обычно перпендикулярно фронту котла и разделяющих топочную камеру на части.

Экранные грубы с шагом s , отстоящие от стен топки на расстоянии e , получают тепло за счет излучения факела и обратного излучения обмуровки. При этом тепловосприятие труб по периметру не является одинаковым — наибольшее количество тепла воспринимает та часть трубы, которая обращена в топку.

Средняя тепловая нагрузка трубы оказывается тем больше, чем больше шаг между трубами s и расстояние их от стенки e . Однако с увеличением шага s количество труб, размещаемое у стен топки, а следовательно, и радиационная поверхность экрана, уменьшается. Наибольшая радиационная поверхность нагрева будет при шаге между труба-

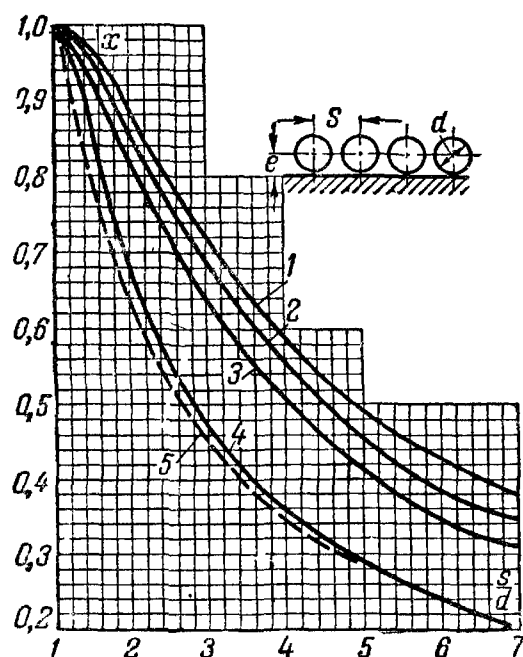


Рис. 10-5. Угловой коэффициент однорядного гладкотрубного экрана.

1 — с учетом излучения обмуровки при $e > 1,4d$; 2 — с учетом излучения обмуровки при $e = 0,8d$; 3 — с учетом излучения обмуровки при $e = 0,5d$; 4 — с учетом излучения обмуровки при $e = 0$; 5 — без учета излучения обмуровки при $e > 0,5d$.

ми, равном наружному диаметру, т. е. при размещении труб вплотную друг к другу.

Радиационную поверхность нагрева экрана H_a^o условно принимают как непрерывную плоскость, имеющую температуру и степень черноты, равную таковым у экранных труб и, следовательно, эквивалентную по тепловосприятию незагрязненной экранной поверхности.

С площадью стены F_{cm}^o , занятой экраном, радиационная поверхность его связана соотношением

$$H_a^o = x F_{cm}^o m^2, \quad (10-39)$$

где x — угловой коэффициент экрана, зависящий от его конструкции;

$$x = f\left(\frac{s}{d}; \frac{e}{d}\right). \quad (10-40)$$

На рис. 10-5 приведен график для определения величины углового коэффициента x . Для настенных экранов x принимается с учетом излучения обмуровки, а для экранов двустороннего облучения — без учета излучения обмуровки.

При шаге труб, равном наружному диаметру, $x = 1$, т. е. радиационная поверхность экрана равна площади стены, на которой он расположен.

С увеличением отношения s/d угловой коэффициент экрана уменьшается. При шаге s , рав-

ном удвоенному диаметру ($s/d = 2$), x снижается до 0,875. Таким образом, уменьшение количества экранных труб в 2 раза по сравнению с вплотную экранированной стенкой дает снижение эффективной радиационной поверхности экрана только на 12,5%.

Для защиты обмуровки от шлакования экраны делают с тесным шагом, с отношением $s/d = 1,08 \div 1,25$, и лишь в котлах малой и иногда средней мощности отношение s/d доводят до 1,5. В котлах с облегченной обмуровкой, которая крепится на трубах, экранные трубы размещаются вплотную (расстояние между трубами порядка 4—6 мм).

Отношение радиационной поверхности нагрева топki H_a к полной поверхности стен топki называется степенью экранирования топki:

$$\psi = \frac{H_a}{\Sigma F_{cm}}. \quad (10-41)$$

В энергетических котельных агрегатах большой и средней мощности при полностью экранированной топке с тесным расположением экранных труб величина ψ находится в пределах 0,85 — 0,97. Меньшие значения относятся к топкам для углей с малым выходом летучих, имеющих в зоне расположения горелок зажигательные пояса, или к топкам с жидким шлакоудалением, у которых нижняя часть экранов топki закрыта теплоизолирующим материалом (например, хромитовой массой).

10-4. РАСЧЕТ ИЗЛУЧЕНИЯ В КОНВЕКТИВНЫХ ГАЗОХОДАХ

Количество лучистого тепла, переданное продуктами сгорания на единицу поверхности нагрева в конвективном газоходе, определяется формулой

$$q_a = a \frac{a_{cm} + 1}{2} C_0 \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right] \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}; \quad (10-42)$$

a — степень черноты газовой среды, рассчитываемая по формуле (10-17);

T_{cm} — абсолютная температура наружной стенки лучевоспринимающей поверхности с учетом загрязнений, °К;

T — абсолютная температура газового потока, °К.

Уравнение (10-42) может быть представлено в следующем виде:

$$q_a = 4,9 \cdot 10^{-8} a \frac{a_{cm} + 1}{2} T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{cm}}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_{cm}}{T}} \times \\ \times (t - t_{cm}) \text{ ккал/м}^2 \quad (10-43)$$

или

$$q_a = \alpha_a (t - t_{cm}) \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч.} \quad (10-44)$$

Следовательно, коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания α_a рассчитывается по формуле

$$\alpha_a = 4,9 \cdot 10^{-8} a \frac{a_{cm} + 1}{2} T^3 \times \\ \times \frac{1 - \left(\frac{T_{cm}}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_{cm}}{T}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.} \quad (10-45)$$

Температура стенки трубы t_{cm} , воспринимающей излучение, принимается равной средней температуре наружного слоя осевших на трубу золовых отложений t_z и может быть подсчитана по уравнению

$$t_{cm} = t_z = t + \frac{B_p Q}{H} \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) ^\circ \text{C}, \quad (10-46)$$

где t — средняя температура среды, протекающей внутри труб, равная в общем случае полусумме начальной и конечной температур, $^\circ \text{C}$;

ε — коэффициент загрязнения, определяемый в соответствии с указаниями § 11-2;

$\frac{B_p Q}{H}$ — удельное тепловосприятие рассчитываемой поверхности нагрева, величиной которого при конструкторских расчетах задаются, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$.

Для фестона $\frac{B_p Q}{H}$ принимается $25\,000 \div 30\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$, для конвективного пароперегревателя и переходной зоны прямоточного котла $20\,000 \div 25\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$, для второй (по ходу воды) ступени водяного экономайзера $10\,000 \div 15\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$, для первой (по ходу воды) ступени водяного экономайзера $5\,000 \div 10\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$;

α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к среде, протекающей внутри труб, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

ТЕПЛООБМЕН И УСЛОВИЯ РАБОТЫ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

11-1. ТЕПЛООБМЕН В КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

Конвективная поверхность нагрева представляет собой трубную решетку, которую часто называют пучком труб или трубным пакетом. В водотрубных котлах рабочее тело (вода, пар, пароводяная смесь) движется внутри труб, а газ снаружи. Движение газа в трубном пучке может быть организовано как с продольным, так и с поперечным омытием. Конвективные поверхности нагрева в большинстве своем выполняются с поперечным омытием потоком газа. При этом применяются два типа пучков: с коридорным и шахматным расположением труб. В старых конструкциях котлов часто применялось смешанное омытие. В пределах одного трубного пучка имело место как продольное, так и поперечное омытие.

В поверхностях нагрева, предназначенных для подогрева воздуха, наряду с трубчатыми применяются поверхности нагрева, состоящие из узких каналов, попеременно омываемых воздухом и греющим газом. В них имеет место продольное омытие газом.

При конструировании котельного агрегата необходимо определить размер поверхности нагрева и выбрать оптимальные формы пучка. При этом, как и во всех технических расчетах, приходится считаться с большим количеством условий, определяющих надежность, экономичность и стоимость всего агрегата в целом. Геометрические размеры конвективной поверхности выбираются из условий теплообмена, золовых отложений, износа труб и расхода электроэнергии на преодоление сопротивлений движению газа.

Количество переданного тепла связано с величиной поверхности нагрева уравнением теплопередачи:

$$H = \frac{B_p Q}{k \Delta t} m^2, \quad (11-1)$$

где Q — количество тепла, передаваемого через поверхность, $ккал/кг$;

H — поверхность нагрева, $м^2$;

k — коэффициент теплопередачи, $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$;

Δt — средний температурный напор между греющей и нагреваемой средами, $^{\circ}C$

Поверхность нагрева подсчитывается по наружному периметру труб, омываемому газами, в случае если коэффициент теплоотдачи от газов к стенке значительно меньше, чем коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к рабочему телу. Такое соотношение коэффициентов теплоотдачи имеет место в экономайзерных, испарительных и пароперегревательных поверхностях. В воздухоподогревателях коэффициенты теплоотдачи со стороны газа и воздуха примерно равны, поэтому для них величина поверхности подсчитывается по среднему периметру трубы.

Для определения величины поверхности нагрева или количества переданного тепла необходимо знать коэффициент теплопередачи и средний температурный напор.

Средний температурный напор зависит от взаимного направления потока газа и рабочего тела. Различают противоточный, прямоточный, перекрестный и смешанный токи. Прямоточный и противоточный токи в чистом виде могут быть осуществлены лишь при продольном омывании как со стороны газов, так и со стороны рабочего тела.

Для чистого прямого и противотока температурный напор подсчитывается как среднеарифметическая разность температур греющей и нагреваемой среды (рис. 11-1).

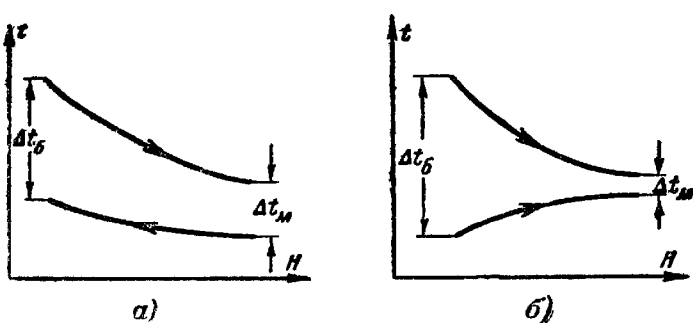


Рис. 11-1. Изменение температуры среды вдоль поверхностей нагрева.

а — противоток; б — проток;

$$\Delta t_{\text{лог}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} ^{\circ}C, \quad (11-2)$$

где Δt_6 , Δt_m — большая и меньшая разность температур двух потоков на границах поверхности, $^{\circ}C$.

Если значения большей и меньшей разности температур мало разнятся ($\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \leq 1,7$), то можно без большой погрешности температурный напор определять как среднеарифметическую разность температур двух сред:

$$\Delta t_{\text{лог}} \approx \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} ^{\circ}C. \quad (11-3)$$

Эти формулы также справедливы и для случая, когда температура одной из сред постоянна, что имеет место, например, в конвективных испарительных поверхностях нагрева.

Взаимное направление потока в конвективных поверхностях нагрева всегда отличается от чистого прямого или противотока. В большинстве своем имеет место перекрестный или смешанный токи.

Средний температурный напор в этом случае меньше среднелогарифмического напора и определяется по формуле

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{лог}} ^{\circ}C. \quad (11-4)$$

При перекрестном токе направление греющей и нагреваемой среды взаимно-перпендикулярно, причем движение одной из сред осуществляется в один или несколько ходов (рис. 11-2).

Коэффициент ψ при перекрестном токе зависит от числа ходов и величины приращения температуры греющего и нагреваемого тела. Значение ψ может быть найдено из номограммы рис. 11-3 по двум безразмерным параметрам:

$$p = \frac{\tau_m}{\vartheta - t'}; \quad R = \frac{\tau_6}{\tau_m}, \quad (11-5)$$

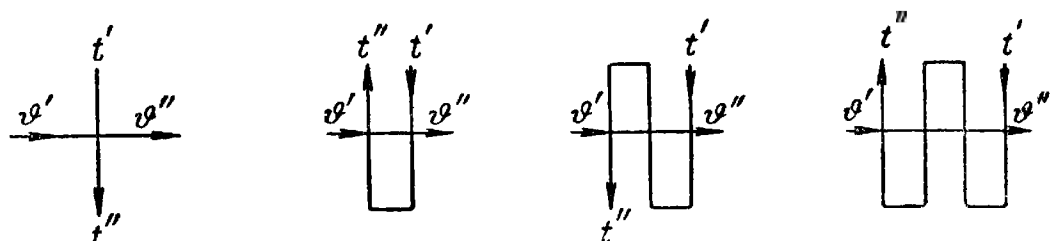


Рис. 11-2. Схемы теплообменников с перекрестным током.

а — одноходовая; б — двухходовая; в — трехходовая; г — четырехходовая.

где τ_0 и τ_m — полный перепад температур среды, соответственно имеющий большее и меньшее значения, °С;
 ϑ' , t' — начальная температура греющей и нагреваемой сред.

С увеличением числа ходов перекрестный ток приближается к противоточному (рис. 11-3). Поэтому при числе ходов, большем четырех, $\psi = 1$.

Пароперегреватели часто состояются из двух пакетов, один из которых выполнен прямотоком, а другой — противотоком. Расположение пакетов по ходу газа может быть различным, как это показано на рис. 11-4.

При таком расположении поверхности нагрева имеет место последовательно-смешанный ток. Температурный напор в этом случае можно рассчитать отдельно для каждого пакета. Однако это требует в дальнейшем отдельного определения поверхности каждого пакета. Для облегчения расчета можно определить температурный напор для всей поверхности, рассматривая ее как противоточную, а коэффициент ψ вычислить по номограмме рис. 11-5, по трем безразмерным параметрам:

$$A = \frac{H_{прм}}{H}, \quad p = \frac{\tau_2}{\vartheta' - t'}, \quad R = \frac{\tau_2}{\tau_1}, \quad (11-6)$$

где $H_{прм}$, H — поверхности нагрева прямоточного пакета и полная, m^2 ;

τ_1 , τ_2 — перепады температур, °С; подсчитываются, как показано на рис. 11-5.

В конвективных пучках теплопередача происходит через многослойную цилиндрическую стенку — трубу с наружными и внутренними загрязнениями. При проведении теплового расчета коэффициент теплопередачи обычно определяется по формулам для плоской многослойной стенки. Это не вносит больших погрешностей для гладкотрубных поверхностей нагрева и вместе с тем значительно упрощает расчет.

Коэффициент теплопередачи для плоской многослойной стенки выражается формулой

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (11-7)$$

где α_1 , α_2 — коэффициент теплоотдачи соответственно от греющей среды к стенке и от стенки к обогреваемой среде, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

δ — толщина слоя, m ;

λ — коэффициент теплопроводности слоя, $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

Индексы 3, n , m , относятся соответственно к слою загрязнения наружного (зола, сажа), внутреннего (накипь), и к металлической стенке трубы.

Слагаемые, стоящие в знаменателе уравнения (11-7), называемые термическими сопротивлениями, по величине сильно разнятся между собой. Обычно наибольшее значение имеют термические сопротивления переходу тепла от газа к стенке $1/\alpha_1$ и проходу через слой наружных загрязнений $\frac{\delta_3}{\lambda_3} = \epsilon$.

Последнее подробно рассматривается в следующем параграфе. Термическое сопротивление слоя накипи всегда приравнивается к нулю, поскольку барабанные котлы работают в безнакипном режиме, а толщина накипи в прямоточных котлах незначительна. В гладкотрубных поверхностях нагрева, обогреваемых газами, величиной термического сопротивления стенки трубы ввиду его малости можно пренебречь¹.

С учетом сказанного формулу (11-7) можно записать в следующем виде:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \epsilon + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (11-8)$$

Формула (11-8) применяется для расчета пароперегревательных поверхностей нагрева.

В пароперегревателях обычно

$$\alpha_2 \geq 1000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град},$$

а

$$\alpha_1 < 100 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град},$$

однако неучет термического сопротивления $\frac{1}{\alpha_2}$ может дать ошибку в определении поверхности нагрева пароперегревателя до 40%. Для промежуточных пароперегревателей эта погрешность может быть больше, так как весовая скорость² пара у них принимается сравнительно небольшой.

В экономайзерных и испарительных поверхностях нагрева $\alpha_2 = (5 \div 20) \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, а поэтому соответствующим термическим сопротивлением $\frac{1}{\alpha_2}$ можно пренебречь.

¹ При расчете температуры стенки трубы надо учитывать термическое сопротивление металлической стенки.

² Произведение скорости пара на его удельный вес.

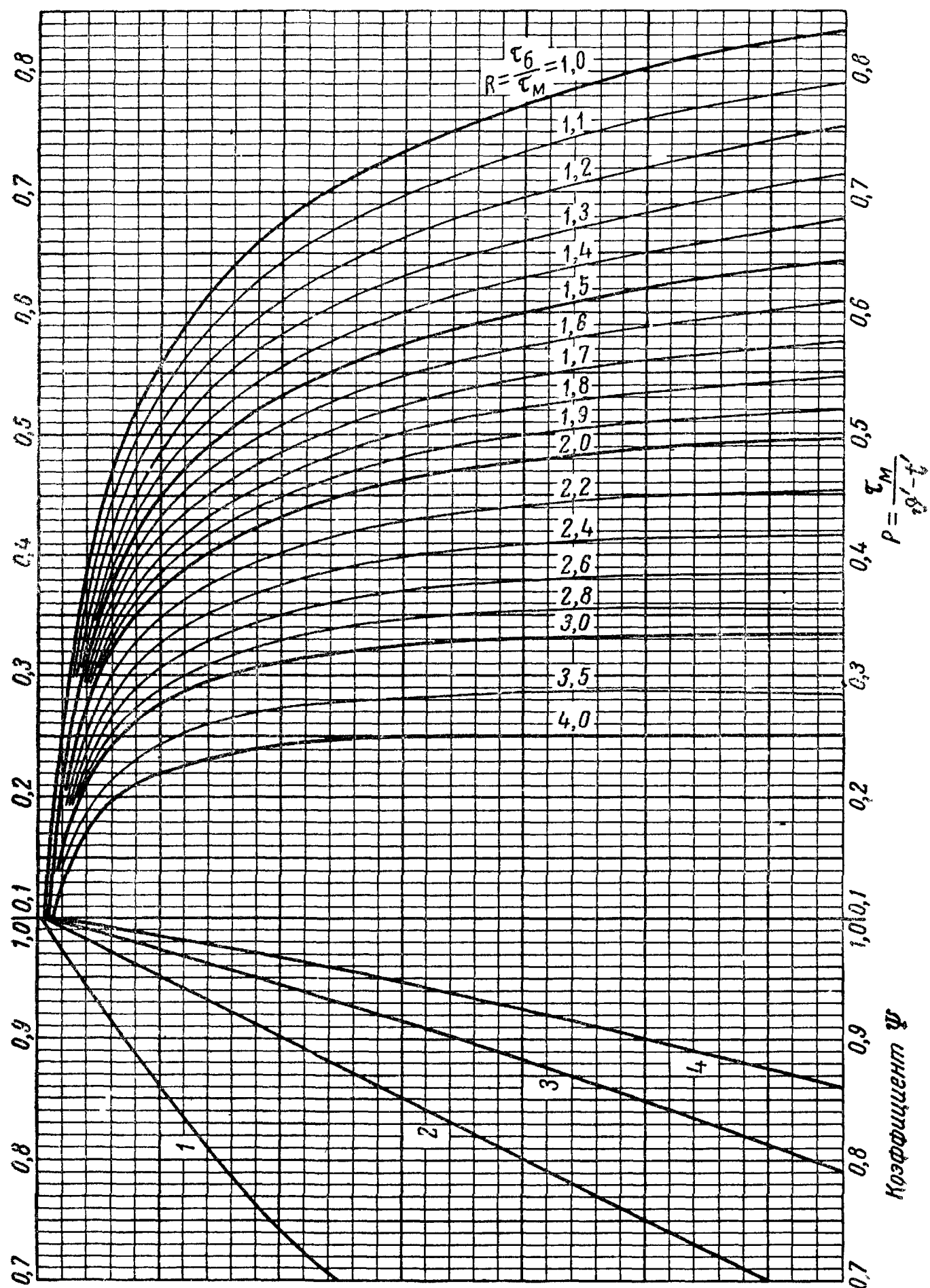


Рис. 11-3. Температурный напор при перекрестном токе.

1 — для одноходового; 2 — двухходового; 3 — трехходового; 4 — четырехходового теплообменника.

Рис. 11-4. Схемы с последовательно смешанным током.

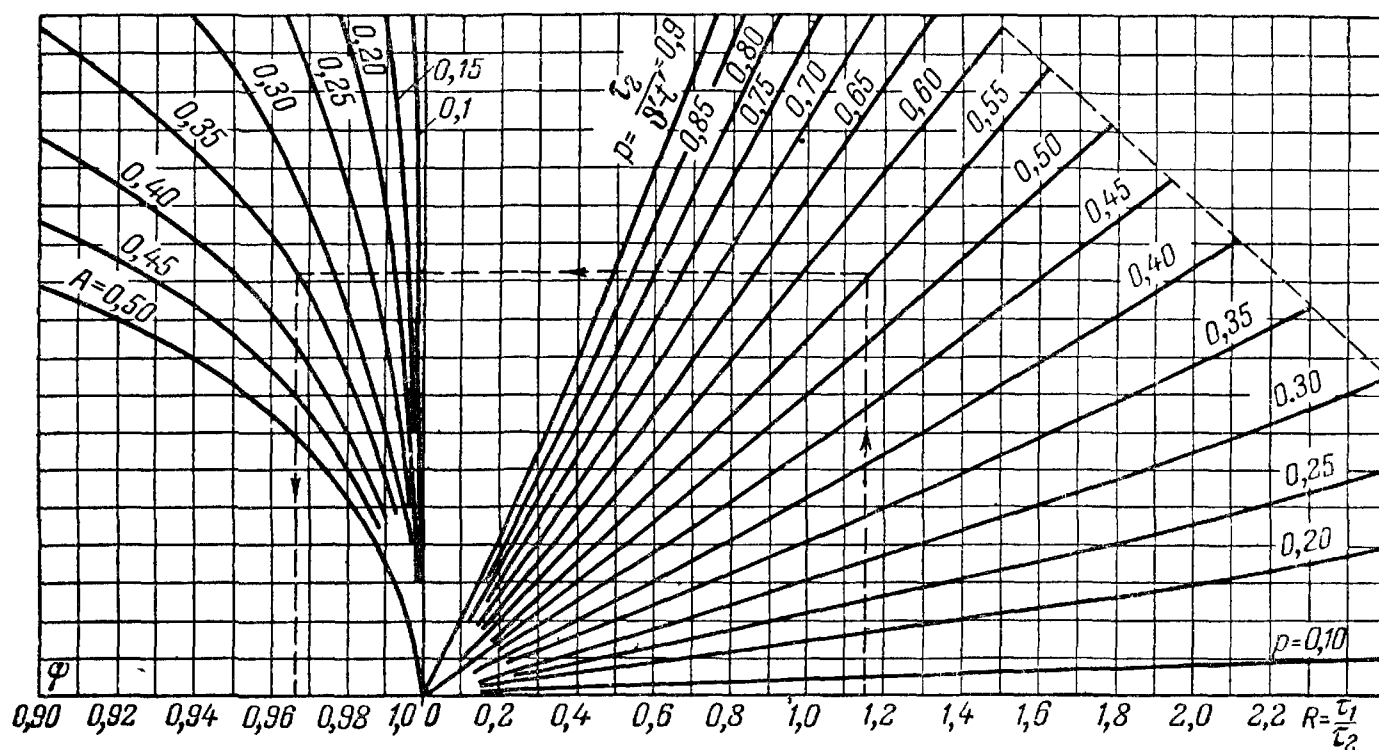
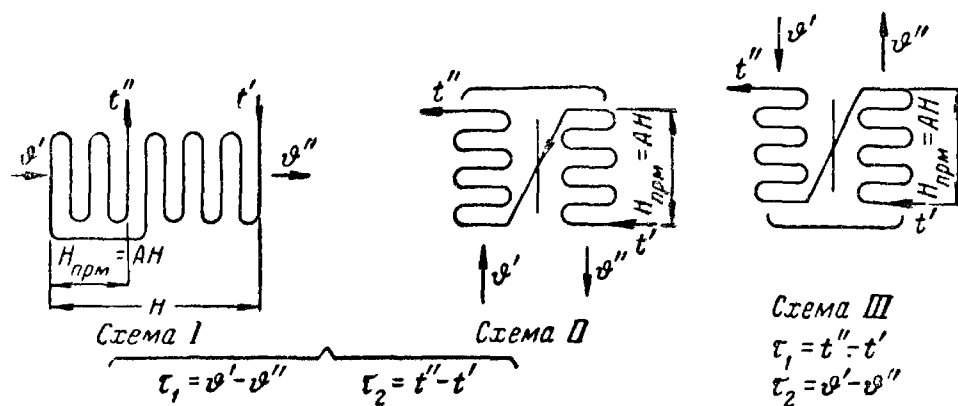


Рис. 11-5. Температурный напор при последовательно-смешанном токе.

В воздухоподогревателях значения коэффициентов теплоотдачи от газа к стенке и от стенки к воздуху примерно одинаковы. Так как для воздухоподогревателей отсутствуют данные по термическому сопротивлению слоя загрязнений и степени неравномерности омывания поверхности потоком газа и воздуха, то их совместное влияние учитывается опытным коэффициентом использования. Таким образом, коэффициент теплопередачи для воздухоподогревателей рассчитывается по уравнению

$$k = \xi \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (11-9)$$

Для трубчатых воздухоподогревателей ξ принимается: 0,65 — при сжигании мазута; 0,7 — природного газа; 0,75 — твердого топли-

ва и искусственного газа. Для чугуно-ребристых воздухоподогревателей значения ξ для этих топлив соответственно равны: 0,7; 0,7 и 0,8.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке. Газы передают тепло как за счет конвекции, так и за счет излучения слоя, находящегося в межтрубном пространстве. Поэтому коэффициент теплоотдачи от газов к стенке выражается суммой

$$\alpha_1 = \omega \alpha_k + \alpha_{\lambda}, \quad (11-10)$$

где α_k , α_{λ} — коэффициенты теплоотдачи соприкосновением и лучеиспусканием, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

Доля тепла, передаваемого излучением, падает по мере снижения температуры газов. В первых пучках (на выходе из толки) может

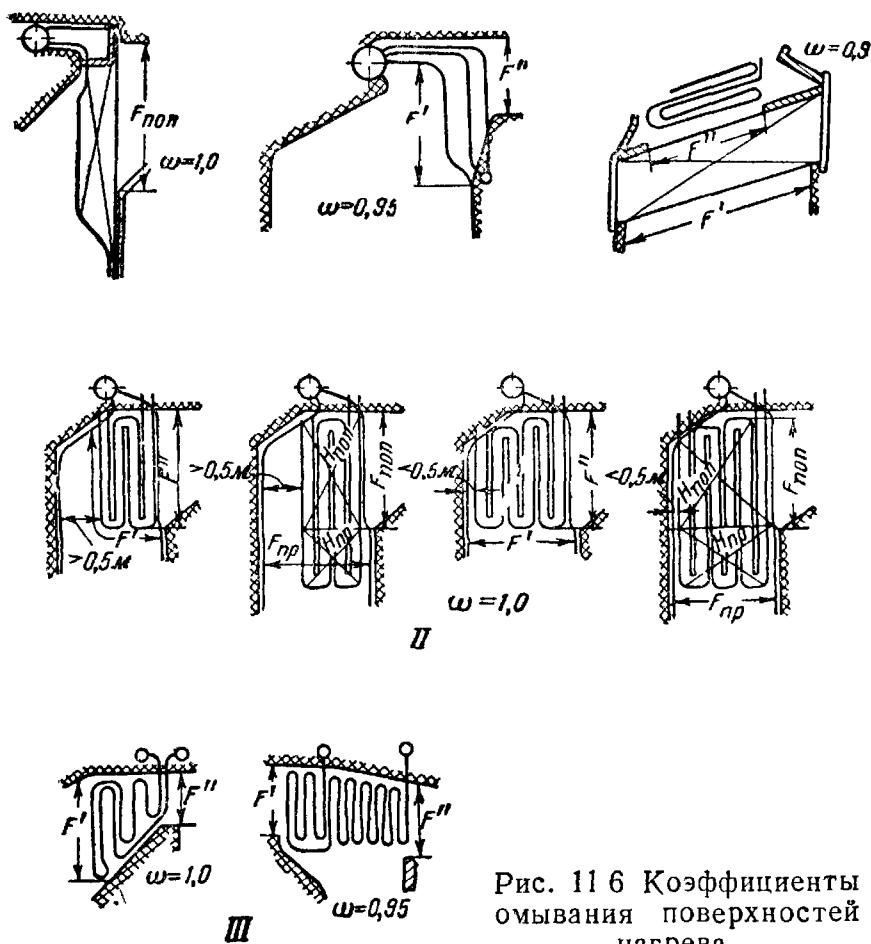


Рис. 11.6 Коэффициенты омывания поверхностей нагрева.

доходить до 40%, а в воздушном подогревателе пренебрежимо мала.

Множитель ω учитывает неполноту омывания поверхности нагрева. При прохождении газа через конвективную поверхность возможно образование газовых мешков с малыми скоростями, в которых интенсивность теплообмена падает. Таким образом, этот коэффициент учитывает неравномерность поля скоростей в потоке, проходящем через трубный пучок. Коэффициент неполноты омывания определяется экспериментально на промышленных установках.

В качестве примера на рис. 11-6 показаны некоторые конструкции конвективных пучков. Там же указаны коэффициенты неполноты омывания.

В воздухоподогревателях неполнота омывания учитывается коэффициентом ξ , поэтому для них в уравнении (11-10) $\omega = 1$.

Коэффициент теплоотдачи при поперечном омывании. Геометрическими характеристиками шахматного и коридорного пучков являются отношения шага между трубами к их диаметру. Расстояние между трубами поперек потока называется поперечным шагом s_1 , а вдоль потока — продольным шагом s_2 (рис. 11-7). В шахматном пучке труб за s_2 принимается расстояние между ближайшими рядами. Расстояние между

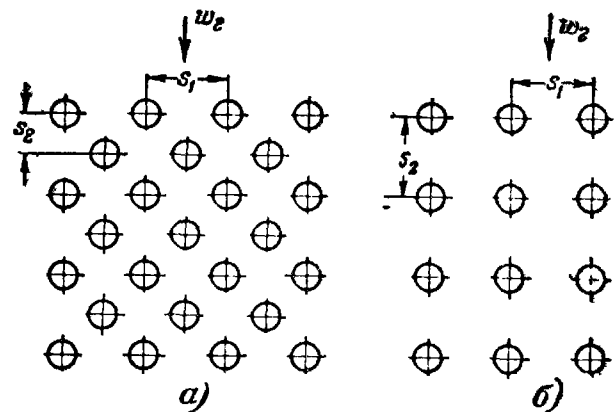


Рис. 11.7 Форма пучков труб с поперечным омыванием.

а — с шахматным; б — с коридорным расположением труб.

ближайшими трубами в шахматном пучке в косом направлении называется диагональным шагом s'_2 . Форма пучка будет определена, если кроме s_1 , s_2 и d известно число рядов труб поперек потока z_1 и вдоль потока z_2 .

Коэффициент теплоотдачи определяется экспериментально в аэродинамической трубе при омывании потоком газа чистых незагрязненных труб. Результаты опытов обобщаются в критериальной форме.

В общем виде коэффициент теплоотдачи от газа к стенке определяется из формулы

$$Nu = C_s C_{z_2} Re^n, \quad (11-11)$$

где $Nu = \frac{\alpha_k d}{\lambda}$ — критерий Нуссельта;

$Re = \frac{wd}{\nu}$ — критерий Рейнольдса;

ν — кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{сек}$;

w — средняя скорость газа, $\text{м}/\text{сек}$.

Коэффициенты теплопроводности и вязкости для воздуха и дымовых газов определенного состава зависят от температуры, причем с ее повышением увеличиваются. Вязкость и теплопроводность газов также зависят от их состава и в первую очередь от содержания водяных паров. Поправка на содержание водяных паров при определении рассматриваемых физических констант может достигать 15—20%. Конкретные значения этих величин приводятся в справочной литературе.

Скорость газа рассчитывается по средней температуре потока в сечении газохода, проходящем через оси труб. В шахматном и коридорном пучках сечение для прохода газа равно:

$$F = (s_1 - d) z_1 l, \text{ м}^2,$$

где l — размер газохода в направлении осей труб, м .

В уравнении (11-11) все физические константы рассчитываются по средней температуре потока, которая определяется как полусумма значений температуры на входе и выходе из данной поверхности нагрева.

Показатель степени n зависит от формы пучка. Для пучков с шахматным расположением труб $n=0,6$, а для пучков с коридорным расположением труб $n=0,64$.

Коэффициент теплоотдачи неодинаков по отдельным рядам труб, у первых по направлению потока рядов труб он ниже. Эта неравномерность в тепловосприятии отдельных рядов учитывается коэффициентом C_{z_2} , величина которого в зависимости от числа рядов вдоль потока представлена на рис. 11-8. В шахматном пучке коэффициент теплоотдачи становится постоянным для всех рядов труб, начиная с четвертого, а в коридорном пучке, начиная со второго ряда. Совершенно естественно, что чем больше рядов имеет пучок в глубину потока, тем меньше сказываются особенности теплообмена первых рядов.

Теплоотдача в шахматном пучке зависит от конструкции пучка, т. е. взаимного располо-

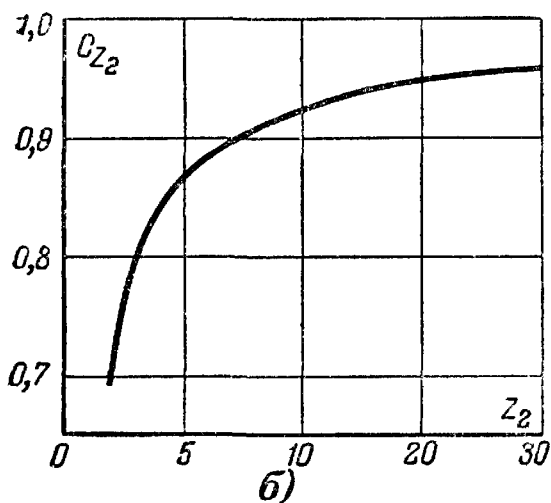
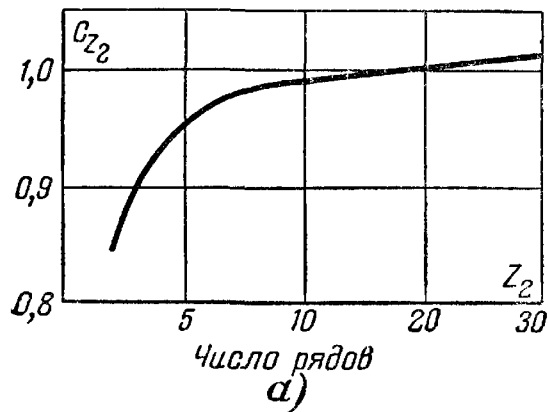


Рис. 11-8. Поправка на число рядов.
а — для коридорных; б — для шахматных пучков труб.

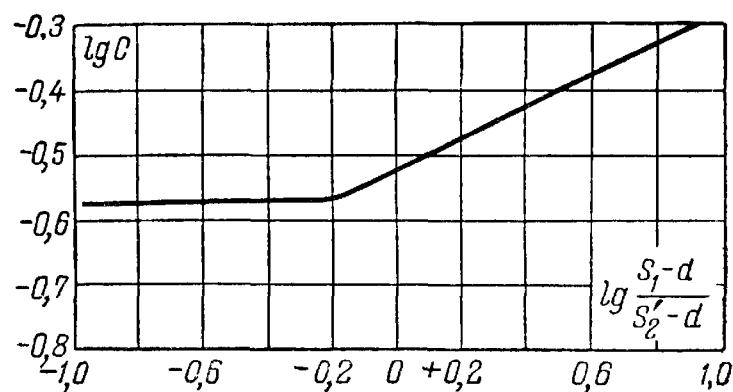


Рис. 11-9. Зависимость коэффициента формы шахматного пучка от расположения труб.

жения труб, что учитывается в формуле (11-11) коэффициентом формы пучка C_s .

Зависимость коэффициента C_s для шахматного пучка представлена на рис. 11-9 (по ВТИ). Опытные данные обработаны в виде зависимости

$$C_s = f \left(\frac{s_1 - d}{s'_2 - d} \right).$$

Как видно из рис. 11-9, $C_s = 0,27$ вплоть до значения $\frac{s_1 - d}{s'_2 - d} = 0,7$. При дальнейшем увеличении этого соотношения коэффициент C_s растет согласно уравнению

$$C_s = 0,295 \left(\frac{s_1 - d}{s'_2 - d} \right)^{0,25}.$$

Комплекс $\frac{s_1 - d}{s'_2 - d}$ выражает отношение сечений для прохода газов в плоскостях, перпендикулярной к потоку и диагональной. Следовательно, он определяет отношение расчетной скорости к средней, с которой газ обтекает трубы пучка. Чем больше величина комплекса, тем меньше площадь для прохода газа в диагональном направлении, т. е. тем больше сужается поток и тем самым улучшаются условия обтекания труб, особенно в лобовой и кормовой областях. При значении этого комплекса 0,7 площадь в диагональном направлении всего на 40% больше, чем в поперечном сечении.

В коридорных пучках изменение шагов практически не влияет на характер омывания труб. Поэтому для них этот коэффициент имеет постоянное значение $C_s = 0,177$.

Конвективные пучки часто выполняются с переменным шагом по глубине или ширине газохода. В этом случае в расчете используются усредненные значения шагов, определяемые как средневзвешенные по поверхности.

Формулу (11-11) можно привести к следующему виду:

$$\alpha = C_s C_{z_2 d^{1-n_{\sqrt{n}}}} \frac{\lambda}{w^n}. \quad (11-11a)$$

Из (11-11a) следует, что интенсифицировать теплопередачу можно увеличением скорости газов. Однако при этом возрастает сопротивление движению газов и может появиться значительный износ поверхности нагрева золой. Поэтому скорость газов в конвективных поверхностях нагрева выбирается из технико-экономических расчетов, учитывающих все эти факторы (см. гл. 21).

В инженерной практике часто пользуются номограммами, которые ускоряют проведение расчета. Формула (11-11), как и номограммы, построенные по ней, справедлива в определенных границах. В данном случае расчетные величины удовлетворительно совпадают с экспериментальными в области $Re = (2-65) \cdot 10^3$.

Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании находится из формулы

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} C_t C_l, \quad (11-12)$$

где C_t — поправка, учитывающая неравномерность поля температур рабочего тела по сечению канала;

C_l — поправка, учитывающая влияние длины канала;

$Pr = 3600 \frac{c_p \gamma}{\lambda}$ — критерий Прандтля;

c_p — теплоемкость среды, $ккал/кг \cdot град$.

Все физические константы определяются по средней температуре потока.

Формулу (11-12) можно преобразовать, если раскрыть значения входящих в нее критериев:

$$\alpha = \frac{0,24}{d_{эк}^{0,2}} \frac{\lambda^{0,6} c_p^{0,4}}{\mu^{0,4}} (w\gamma)^{0,8} C_t C_l, \quad (11-13)$$

где $\mu = \frac{\gamma}{g}$ — коэффициент вязкости, $кг/сек \cdot м^2$.

Эквивалентный диаметр подсчитывается по отношению

$$d_{эк} = \frac{4F}{u_m}, \quad (11-14)$$

где F — площадь живого сечения канала, $м^2$;
 u_m — часть периметра, через который происходит теплообмен, $м$.

Для щелевых каналов пластинчатого воздухоподогревателя принимают, что эквива-

лентный диаметр равен удвоенной ширине канала.

Формула (11-12) проверена опытами в пределах значения $Re = 5 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^6$. В этой области лежат практически все режимы движения газа, воды и пара, имеющие место в котельных агрегатах.

При определении коэффициента теплоотдачи при продольном омывании газом и воздухом физические константы, входящие в формулы (11-12) и (11-13), выбираются в зависимости от температуры и состава газов.

Из формулы (11-13) следует, что коэффициент теплоотдачи определяется физическими свойствами и весовой скоростью потока. В экономайзерах скорости воды, как правило, выбираются больше $0,5 м/сек$. При этом коэффициент теплоотдачи α_2 превышает $(2,5-4,0) \times 10^3 ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$. Дальнейшее увеличение скорости воды практически не влияет на коэффициент теплопередачи.

В пароперегревателях при обычных значениях весовой скорости ($w\gamma > 600 кг/м^2 \cdot сек$) коэффициент теплоотдачи превышает $1000 - 1500 ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$. И здесь увеличение весовой скорости мало сказывается на величине коэффициента теплоотдачи, но сильно увеличивает гидравлическое сопротивление. Значение весовой скорости пара рассчитывается не из условия теплопередачи, а из условия температурного режима металла труб.

Величина поправки C_t зависит от значения физических параметров среды, определяемых температурой потока и стенки. При охлаждении газов она постоянна и равна 1,06. При нагревании газов $C_t = f(t_{cm}, \vartheta_{nom})$. Эта зависимость представлена на рис. 11-10. При движении воды и пара $C_t = 1$. Значительные отклонения этой величины от единицы имеют место лишь для околокритического давления в области максимальной теплоемкости пара. В этом случае уравнение (11-12) не является точным.

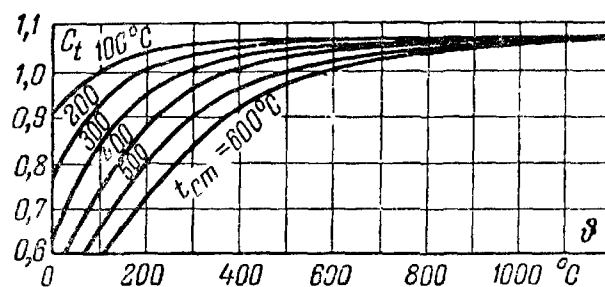


Рис. 11-10. Поправка на температуру нагреваемой среды при продольном омывании.

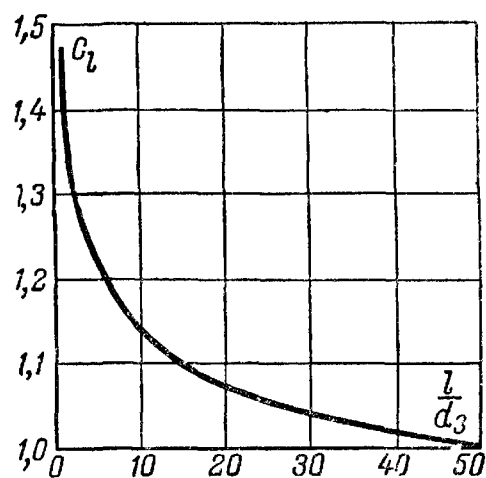


Рис. 11-11. Поправка на длину канала при продольном омывании.

При продольном омывании коэффициент теплоотдачи неодинаков по длине канала. На участке стабилизации ($l < 50d$) коэффициент теплоотдачи выше. Поэтому в коротких каналах вводится поправка на его длину C_l согласно рис. 11-11. При теплообмене в длинных каналах эта поправка не вводится.

В регенеративных воздухоподогревателях узкие каналы попеременно оmyваются газом и воздухом. При этом в каждый момент времени газ и воздух проходят соответственно через поверхности H_z и H_a , составляющие часть от общей поверхности H . Коэффициент теплопередачи для регенеративных подогревателей рассчитывается по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 H_z} + \frac{1}{\alpha_2 H_a}}, \quad (11-15)$$

где α_1, α_2 — коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке и от стенки к воздуху, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

Значения коэффициентов теплоотдачи подсчитываются при $Re \leq 5200$ по формуле

$$\alpha = 0,0052 w \frac{\lambda}{\nu} Pr^{0,4}, \quad (11-16)$$

а при $Re > 5200$ по формуле

$$\alpha = 0,029 \frac{\gamma}{d_{\text{эк}}} \left(\frac{w d_{\text{эк}}}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4}. \quad (11-17)$$

Эквивалентный диаметр определяется по формуле (11-14).

11-2. ЗАГРЯЗНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ЛЕТУЧЕЙ ЗОЛЫ

В котельных агрегатах наблюдаются два типа отложений летучей золы: плотные и рыхлые (сыпучие). Образование того или иного вида отложений зависит от физико-химических свойств уноса, которые определяются как составом исходных минеральных примесей в топливе, так и физико-химическими превращениями, имеющими место при высокой температуре в топке.

Наиболее полно изучено образование рыхлых отложений, которые характерны для большинства отечественных углей.

Механизм образования рыхлых отложений

При сжигании коксующихся углей в момент выхода летучих пылевые частицы превращаются в пористый шар кокса. После его выгорания остается полая сферическая золовая скорлупа, которая частично разрушается. Зола некоксующихся углей представляет собой пластинки неправильной формы, частично оплавленные. Кроме того, в золе может также находиться небольшое количество несгоревшего углерода.

Частички золы, унесенные потоком газа, неоднородны по составу и размерам. В большинстве своем в летучей золе содержатся частицы с размерами, меньшими 200 мк. При этом большее количество по весу составляют частицы 10—30 мк. По размерам частиц летучую золу можно разбить на два класса. К первому классу относятся частицы с размерами от 2 до 200 мк, сопротивление которых при падении подчиняется закону Стокса (сила сопротивления пропорциональна скорости в первой степени). Скорость витания для самых крупных частиц этого класса не превышает 1—1,5 м/сек.

Ко второму классу относятся частицы с размерами, меньшими 2 мк. Линейный размер этих частиц равен или меньше длины свободного пробега газовых молекул¹. Удары молекул о такие частицы приводят их в броуновское движение.

Тонкие частицы сильно отличаются по своим свойствам от крупных частиц прежде всего сильно развитой удельной поверхностью (отнесенной к единице веса). Возрастание поверхности с уменьшением линейных размеров

¹ Длина свободного пробега молекул газа зависит от его плотности. При атмосферном давлении, например, она равна 1 мк.

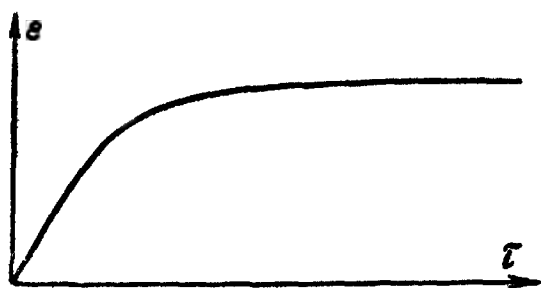


Рис. 11-12. Изменения коэффициента загрязнения во времени.

наглядно видно из простого расчета. Например, если куб с длиной стороны 1 см раздробить на кубики с длиной стороны 1 $\mu\text{к}$, то общая поверхность всех кубиков возрастет обратно пропорционально уменьшению их линейного размера (в 10 000 раз) и составит 60 000 см^2 . В случае дробления на частицы неправильной формы удельная поверхность будет еще больше.

С уменьшением размеров сильно изменяются физико-химические свойства в связи с развитием поверхности и увеличением поверхностной энергии. Так, например, тонкий железный и алюминиевый порошки в смеси с воздухом сгорают при комнатной температуре со скоростью взрыва, в то время как крупные кусочки алюминия и железа при обычных температурах вовсе не горят. Тонкие частицы обладают способностью адсорбироваться на металлической поверхности, прилипать к ней. При этом проявляются значительные межмолекулярные силы, которые возникают в точках контакта тонких частиц с поверхностью и зависят от природы тел и кривизны поверхности (и не зависят от массы и размеров). Но чем меньше размеры частицы, тем больше относительная поверхность контакта и удельная сила притяжения. Согласно расчетам межмолекулярные силы для частиц с размерами, меньшими 3 $\mu\text{к}$, становятся больше, чем силы собственного веса.

При движении запыленных потоков газа имеет место наведение электростатических зарядов, в результате чего заряженные частицы золы и кокса притягиваются к трубам. Коэффициент электрической проводимости золы меньше, чем углерода, поэтому частицы золы притягиваются сильнее, чем кусочки кокса.

При определенных условиях золовые частицы, преимущественно мелкие, могут оседать на поверхности нагрева и более или менее прочно с ней связываться. Это подтверждается экспериментальными данными, которые показывают, что на поверхности нагрева отлагают-

ся в основном тонкие частицы золы с размером до 10 $\mu\text{к}$.

Отложение золы во времени характеризуется экспоненциальным законом (рис. 11-12). Вначале нарастание золы происходит достаточно быстро и скоро достигается практически равновесное состояние. Это состояние является динамическим, так как, с одной стороны, происходит налипание золы, а с другой — разрушение отложений под действием газовой струи и ударов летящих крупных частиц (в основном размером более 30 $\mu\text{к}$).

Механизм отложения золы может быть объяснен из рассмотрения условий обтекания трубы или трубного пучка потоком газа. На рис. 11-13 показано движение жидкости вокруг трубы. Вблизи лобовой стороны цилиндра происходит изменение направления струй потока, которые затем огибают трубу и около средней части трубы отрываются. В кормовой части трубы имеют место вихревые токи. При омывании трубы наиболее вероятным является отложение золы в кормовой области, в которую не попадают крупные кусочки золы, а мелкие частички, склонные к прилипанию, приносятся вихревыми токами. Лобовая сторона трубы находится под ударами крупных частиц, которые очищают поверхность трубы от отложений.

Вследствие искривления потока наибольшее количество ударов крупных частиц приходится на участок трубы, находящийся под некоторым углом от оси потока. Этим объясняется частичное отложение летучей золы на лобовой стороне трубы.

На рис. 11-14 показаны места отложений золы и их примерная величина при различных скоростях запыленного потока. С увеличением средней скорости газов увеличивается энергия потока и крупных золовых частиц, что при-

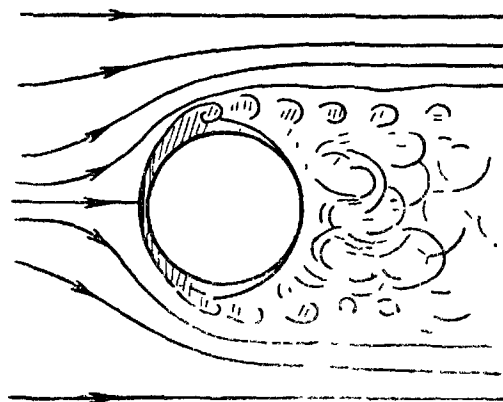


Рис. 11-13. Схематическая картина обтекания цилиндра жидкостью.

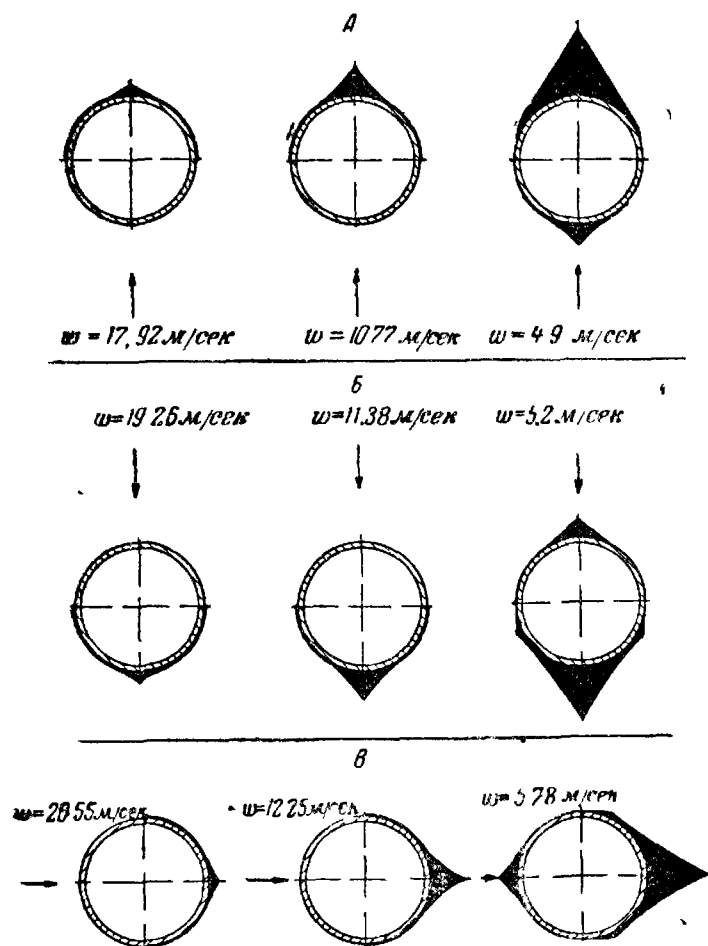


Рис. 11-14. Загрязнение труб при шахматном расположении.

А — восходящий поток; Б — нисходящий; В — горизонтальный.

водит к интенсивному разрушению золовых отложений.

С точки зрения теплопередачи величина золовых отложений определяется коэффициентом термического сопротивления $\varepsilon = \frac{\delta_z}{\lambda_z}$, который зависит от конструкции пучка, скорости потока газов и фракционного состава золы.

В трубном пучке омывание зависит от взаимного расположения труб (рис. 11-15). В коридорном пучке, начиная со второго ряда, лобовая и кормовая стороны труб находятся в области вихревого движения, недоступной для прямого омывания потоком. Следовательно, здесь существует возможность отложения золы как в кормовой, так и лобовой области. Изменение шага между трубами существенно не влияет на характер обдувания труб запыленным потоком. Поэтому в коридорных пучках величина отложений практически не зависит от шага между трубами и определяется скоростью и диаметром труб. На рис. 11-16 дана зависимость коэффициента термического сопротивления слоя золовых отложений от

скорости для коридорного пучка из труб диаметром 38 мм.

В разреженном шахматном пучке характер омывания труб аналогичен омыванию единичной трубы. В тесном пучке вследствие влияния соседних труб поток искривляется, а скорость омывания боковых сторон труб увеличивается. Это уменьшает область вихревых кормовых токов и увеличивает область, находящуюся под ударами крупных золовых частиц. В результате величина золовых отложений снижается с уменьшением диагонального шага (рис. 11-17). Например, при уменьшении продольного шага вдвое (с $\frac{s_2}{d} = 2$ до $\frac{s_2}{d} = 1$) величина термического сопротивления загрязнений снижается в 4,5 раза.

Влияние диаметра труб на отложения сказывается примерно одинаково как для шахматного, так и коридорного пучков. С увеличением диаметра при прочих равных условиях количество отложившейся золы увеличивается (рис. 11-18). На этом графике по вертикальной

оси отложен коэффициент $c_d = \frac{\varepsilon_d}{\varepsilon_{38}}$, выражающий отношение величины загрязнения данной трубы по сравнению с трубой диаметром 38 мм.

Зависимости, представленные на графиках рис. 11-16 и 11-17, даны для фракционного состава золы, соответствующего уносу из топок котлов, сжигающих угольную пыль с тонкостью $R_{30} = 33,7\%$. Величина отложений зависит от фракционного состава золы. При грубых фракциях отложения меньше, а при тонких больше. Влияние фракционного состава

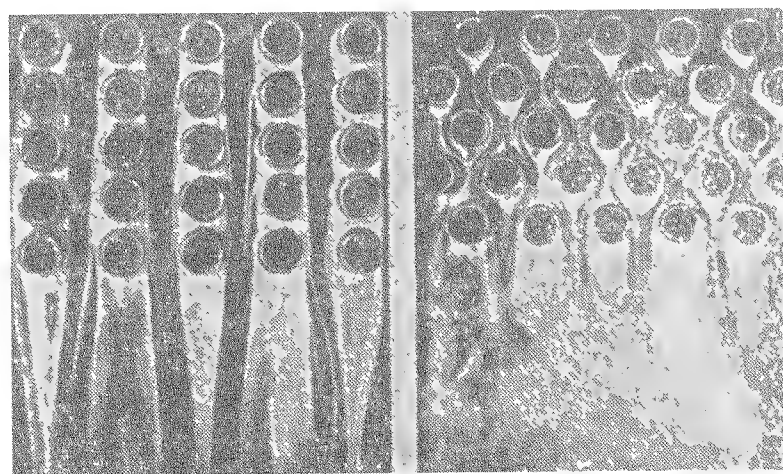


Рис. 11-15 Картина обтекания труб при коридорном и шахматном расположении их в пучках.

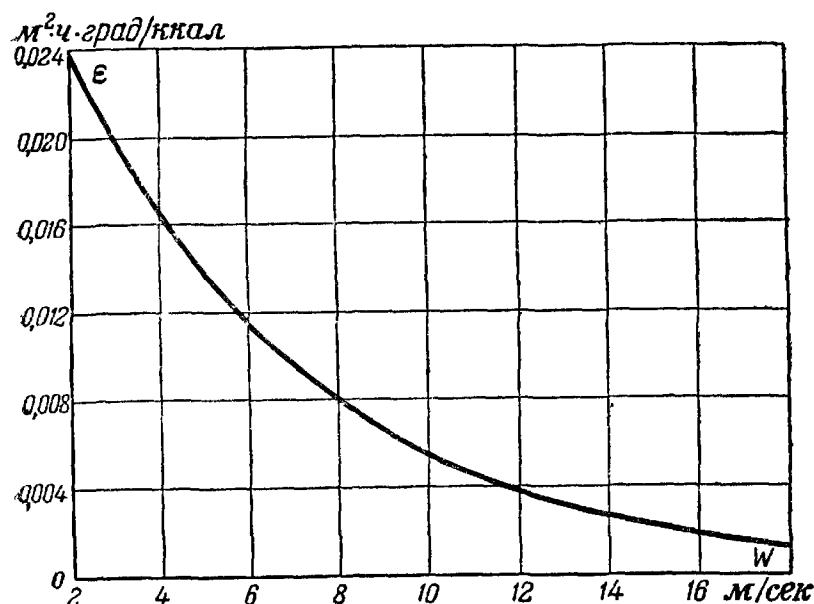


Рис. 11-16. Коэффициент загрязнения коридорного пучка труб $d = 38$ мм при сжигании твердых топлив (по ВТИ).

учитывается следующей эмпирической формулой

$$c_{\phi p} = 1,0 - 1,18 \lg \frac{R_{30}}{33,7}, \quad (11-18)$$

где R_{30} — остаток на сите 30 мк данного состава уноса.

Приведенные численные значения зависимости коэффициента загрязнений от скорости, типа пучка и фракционного состава золы позволяют вычислить лабораторный коэффициент термического сопротивления загрязнений $\epsilon_{\text{лаб}}$:

$$\epsilon_{\text{лаб}} = \epsilon_c c_{\phi p}. \quad (11-19)$$

Значение ϵ берется по графикам рис. 11-16 и 11-17 соответственно для коридорного и шахматного пучков. Поправка на диаметр вводится по рис. 11-18, а на фракционный состав — по формуле (11-18).

В лабораторных опытах по определению загрязнений условия отличались от реальных. В них не учитывались влияние температуры среды и отложений, выпадение влаги и др. Поэтому при вычислении действительного коэффициента загрязнений ϵ_d вводится поправка, полученная на основе обработки результатов промышленных испытаний:

$$\epsilon_d = \epsilon_{\text{лаб}} + \Delta\epsilon. \quad (11-20)$$

Для змеевиковых поверхностей нагрева, расположенных в газоходе с температурой газа $t \leq 400^\circ \text{C}$, $\Delta\epsilon = 0$. При расположении их при $t > 400^\circ \text{C}$, $\Delta\epsilon = 0,002$. При сжигании АШ

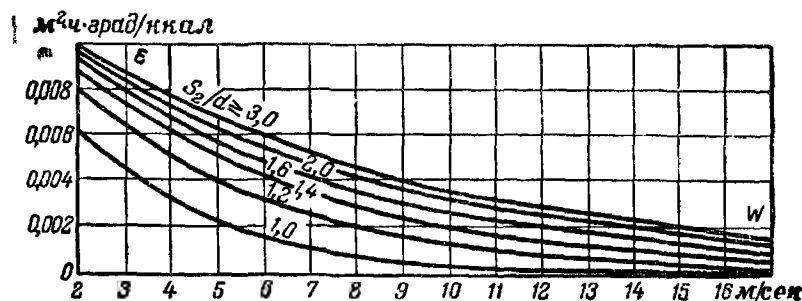


Рис. 11-17. Коэффициенты загрязнения шахматных пучков труб $d = 38$ мм при различных отношениях s_1/d (по ВТИ).

значение ϵ_d для змеевиковых поверхностей нагрева увеличивается против указанных на величину 0,002

Данных по загрязнению поверхностей нагрева котлов, сжигающих жидкое и газообразное топливо, недостаточно. Поэтому коэффициент загрязнения в этих случаях учитывается ориентировочно. При сжигании мазута ϵ_d принимается равным 0,015 для котельных пучков и перегревателей и 0,02 для экономайзеров. При сжигании природного газа $\epsilon_d = 0,005$ для всех поверхностей нагрева.

Золы отложения не только увеличивают термическое сопротивление трубы, но и при малых скоростях могут существенно уменьшить живое сечение трубного пучка для прохода газов. Это ограничивает нижний предел допустимой скорости газа. В шахматных пучках забивание золой промежутков между трубами происходит при скорости потока порядка 2,5—3 м/сек. При увеличении скорости сыпучие отложения сдуваются.

В коридорных пучках забиваются промежутки между трубами в продольном направлении. Промежутки же между рядами остаются чистыми даже при скорости газов порядка

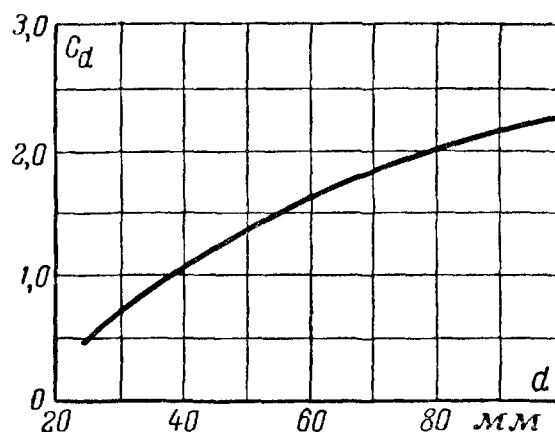


Рис. 11-18. Влияние диаметра трубы на величину отложения золы.

2,5—3 м/сек. Если промежутки между трубами забиты, то последующее увеличение скорости газов в коридорных пучках до 9—10 м/сек не очищает от отложений, расположенных в продольном направлении.

Необходимость ограничения минимально допустимой скорости вполне очевидна. На основе экспериментального опыта считают, что она не должна быть ниже 2,5—3 м/сек при минимальных нагрузках работы котла. Отсюда при номинальной нагрузке скорость газов в коридорном пучке должна быть выше 5,5—6,5 м/сек.

Однако значительное повышение скорости ограничивается износом труб летучей золой.

Образование плотных отложений

При сжигании некоторых сортов твердых топлив образуются плотные отложения на трубах пароперегревателя и экономайзера, расположенных в газоходах с высокой температурой газа. Плотные отложения по своей структуре различны: мягкие отложения, спекшиеся твердые в виде пористой массы, стекловидные и слегка связанные. В отложениях в больших количествах содержатся сульфаты щелочных металлов, окись кремния и окись железа.

В отечественных установках с плотными отложениями встретились при сжигании АШ и эстонских сланцев. В отличие от других углей в золе АШ содержится большое количество щелочей (до 3,5—6%). Было обнаружено, что отложения усиливаются при снижении горючих в уносе. Это объясняется тем, что сравнительно крупные кусочки углерода, находящиеся в потоке газа, приводят к разрушению отложений.

В зарубежных установках плотные трудно удаляемые отложения имели место при сжигании углей с большим содержанием хлора ($Cl > 0,5\%$). С уменьшением зольности топлива (при одном и том же содержании хлора) интенсивность отложений увеличивалась. Наблюдался случай, когда промежутки между трубами полностью забивались через 200—300 ч работы котла, несмотря на регулярное использование обдувочных устройств.

Механизм образования плотных отложений полностью не выяснен. Предполагают, что сульфаты натрия образуются в результате реакции между сернистым ангидридом и хлористым натрием, которая в присутствии окислов железа протекает очень интенсивно, особенно при высоких температурах (выше $500^\circ C$). В первый период имеют место отло-

жения тонких частиц летучей золы (предположительно SiO_2 , сульфатов и др.), тонкого порошка сконденсировавшихся и отвердевших паров щелочей. Это приводит к повышению температуры загрязнения и спеканию эвтектических смесей, имеющих низкую температуру плавления.

Как видно из вышеизложенного, уменьшить образование плотных отложений можно путем уменьшения содержания хлора в топливе. Это может быть достигнуто путем смешения углей с повышенным и незначительным содержанием хлора. Однако это затрудняет обслуживание топливоподачи, да и не всегда близко расположены месторождения углей с разным содержанием хлора. При длительном выдерживании углей на воздухе (более месяца) хлор выветривается. Этот способ также неудобен из-за снижения маневренности в использовании угля. В некоторых установках снижение интенсивности плотных отложений было достигнуто путем увлажнения воздуха, идущего на горение. Во всех установках, сжигающих угли, склонные к образованию плотных отложений, поверхности нагрева выполняют с увеличенным шагом между трубами.

11-3. ИЗНОС ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ЛЕТУЧЕЙ ЗОЛЫ

При работе котла на твердом топливе конвективные поверхности нагрева подвергаются износу под ударами твердых частиц, уносимых потоком газа. В результате этого стенка трубы становится тоньше, теряется прочность, что может привести к разрыву трубы.

В практике эксплуатации наблюдались случаи начала массового повреждения труб по этой причине через 2 000—3 000 ч работы, что вызывало необходимость полной замены поверхности через 2—3 года.

Многочисленные наблюдения показали, что труба изнашивается неравномерно. Больше всего истирались трубы крайних змеевиков, прямые участки труб, отходящих от коллектора, места погибов труб и др. Все места интенсивного износа характеризуются повышенной местной скоростью потока. На рис. 11-19 даны кривые изменения скорости и концентрации крупных фракций золы по ширине конвективной поверхности нагрева, находящейся по ходу газов, сразу за поворотной камерой. Из приведенных кривых следует, что скорость газа в канале между стенкой и крайним змеевиком в 2—3 раза больше средней скорости газов и нарастает по глубине газохода. На распределение золы по ширине газо-

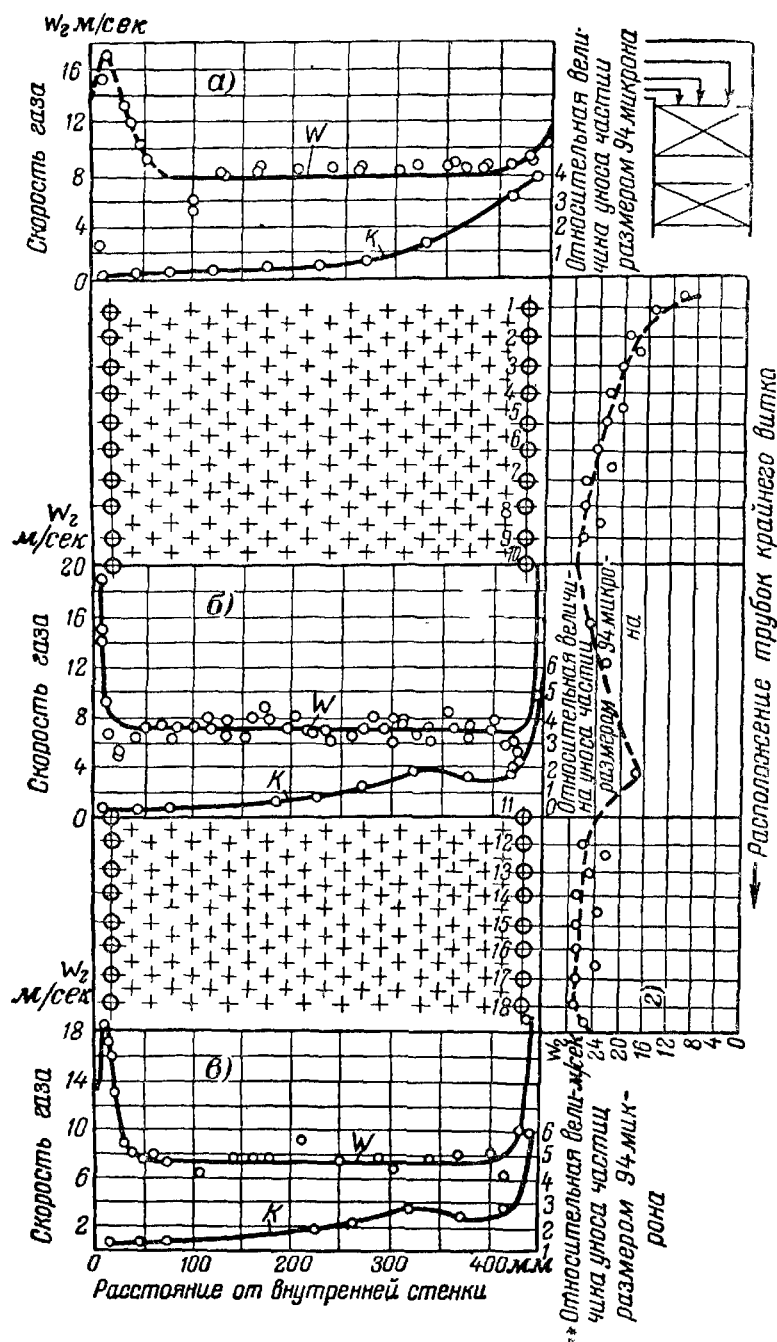


Рис. 11-19. Поле скоростей и концентраций золы в конвективных поверхностях нагрева.

хода сказывается действие инерционных сил при повороте потока газов.

Величина износа зависит от концентрации и абразивных свойств уноса (золы, несгоревшего углерода) и режима эксплуатации. Увеличение избытка воздуха, газовые перекосы приводят к увеличению скорости газов и местной концентрации пыли. Наибольшему износу подвергаются шахматные пучки, причем второй ряд изнашивается в среднем в 1,5 раза сильнее, чем остальные ряды. Первый ряд пучка обдувается потоком газа с пониженной скоростью, равной скорости в свободной части газохода. При проходе через первый ряд скорость газа и частиц увеличивается. При прохождении последующих рядов пучка скорость твердых частиц отстает от скорости газа за

счет рикошетирувания частиц при ударе о трубы.

В коридорных пучках износ меньше, поскольку трубы, начиная со второго ряда, находятся в аэродинамической тени. Однако следует считаться с тем, что в процессе эксплуатации возможен выход отдельных труб из плоскости ряда. Поэтому оценка возможного износа труб в коридорных пучках проводится так же, как и для шахматных.

При движении газа внутри труб, как это имеет место, например, в воздухоподогревателе, наибольшему износу подвергаются входные участки труб, примерно на длине 300—400 мм. На начальном участке режим движения неупорядочен, вероятность ударов твердых частиц о стенку трубы выше. При дальнейшем опускном движении потока в трубах твердые частицы движутся преимущественно в центре. Поэтому здесь вероятность удара твердых частиц о поверхность уменьшается.

Механизм износа труб летучей золой. В зависимости от угла, под которым поверхность встречается с набегающей струей запыленных газов, различают прямые и косые удары. Угол между осью потока и касательной к поверхности называют углом атаки (рис. 11-20). При угле атаки в 90° имеет место прямой, а при угле, меньшем 90° , — косой или скользящий удар.

При прямом ударе сила, с которой твердое тело воздействует на поверхность, направлена по нормали. Эта сила вызывает ударный износ. При косом ударе вектор силы может быть разложен на два: по нормали и по касательной (рис. 11-20). Последняя сила вызывает износ истиранием. Таким образом, при косом ударе имеет место как ударный, так и истирающий износ, соотношение между которыми зависит от угла атаки и свойств поверхности и твердых частиц в потоке.

На рис. 11-21 показана степень износа различных сталей в зависимости от угла атаки. Из этого рисунка видно, что для обычных не-

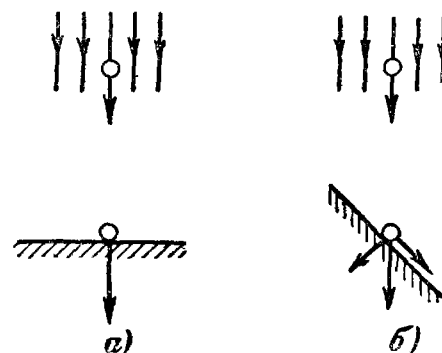


Рис. 11-20. Механизм абразивного износа.

а — прямой удар, б — скользящий удар.

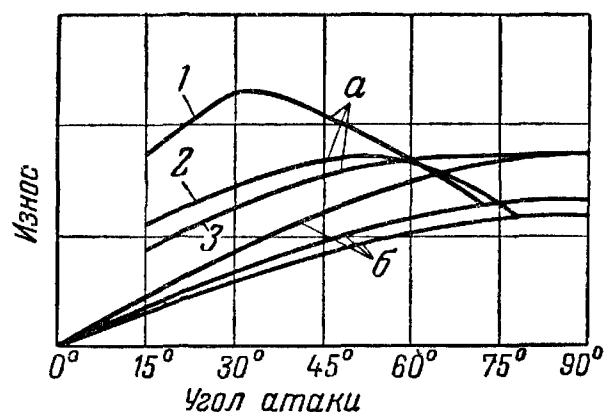


Рис. 11-21. Износ стальной пластины при обдувании струей воздуха с песком.

a — действительный износ; b — теоретический износ ударом.
1 — углеродистая сталь; 2 — инструментальная сталь, 3 — сталь Ст. 70Н.

закаленных сталей износ по мере уменьшения угла атаки сначала возрастает вследствие увеличения доли износа истиранием и достигает максимума при угле атаки 30—50°. В дальнейшем происходит уменьшение износа, так как возрастание износа от истирания становится меньше, чем снижение величины ударного износа. Только для сталей, хорошо сопротивляющихся истиранию, максимальная величина износа имеет место при угле атаки 90°.

Труба, находящаяся под действием запыленного потока, теряет свою первоначальную форму вследствие образования поверхностей износа (рис. 11-22). Максимальная величина износа трубы отвечает углу атаки 45°, причем характер износа остается одним и тем же при изменении скорости газа (рис. 11-22).

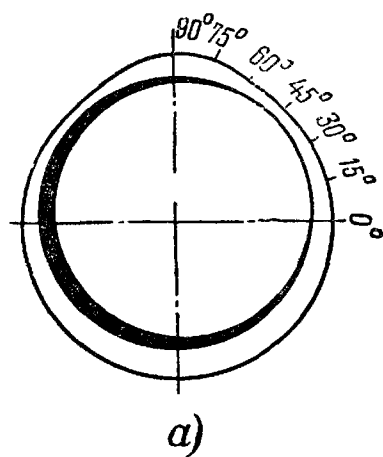


Рис. 11-22. Золовой износ трубы.

a — поперечное сечение трубы;
 b — распределение износа по окружности при различной скорости газа (по А. В. Рябенкову и О. Н. Муравкину).
1 — 21,5 м/сек; 2 — 41,7 м/сек;
3 — 50,9 м/сек; 4 — 64,3 м/сек.

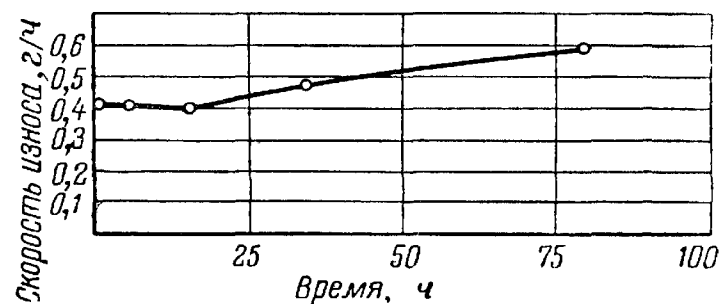
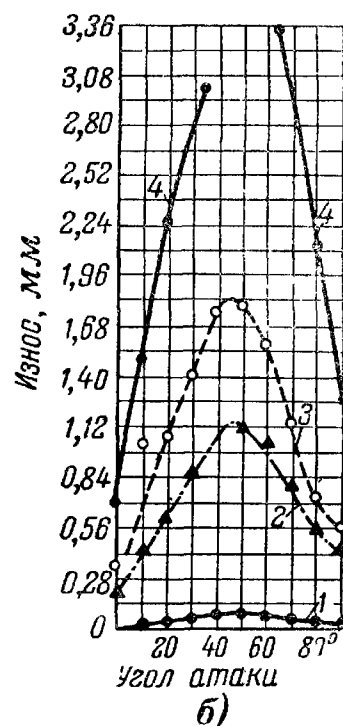


Рис. 11-23. Изменение скорости износа во времени при скорости газов 43 м/сек.

Интенсивность износа по времени характеризуется кривой, представленной на рис. 11-23.

В первый период измеряемый часами износ происходит с постоянной скоростью, затем скорость износа возрастает. Возрастание интенсивности износа связано с увеличением доли поверхности трубы, расположенной под углом наиболее интенсивного износа. В дальнейшем по мере уменьшения изнашиваемой поверхности вследствие ее спрямления интенсивность износа уменьшается и снова приближается к постоянной.

В коррозионноактивной среде износ усиливается. Агрессивная среда проникает в трещины, полученные в результате отслаивания металла при наклепе, вызванном ударами твердых частиц. Кроме того, образующаяся на поверхности пленка окислов всегда механически менее прочна, чем основной металл.

В зависимости от состава коррозионной среды интенсивность износа возрастает в 1,8—6 раз по сравнению с износом в нейтральной среде (рис. 11-24). При этом угол атаки, соответствующий максимальному износу пластинок, возрастает с 30° в нейтральной среде до 45° в коррозионной (рис. 11-25).

Дымовые газы в большей или меньшей мере коррозионноактивны, поэтому износ летучей золой, наблюдаемый в котельных агрегатах, коррозионно-абразивный.

Количество разрушенного металла пропорционально энергии частиц, ударившихся о поверхность трубы. Чем больше кинетическая энергия частиц и число ударов, тем больше износ металла. Как кинетическая энергия, так и число ударов зависят от скорости потока. Кинетическая энергия пропорциональна квадрату скорости, а количество набегающих частиц при данной концентрации их в потоке пропорционально скорости в первой степени. Поэтому в первом приближении можно счи-

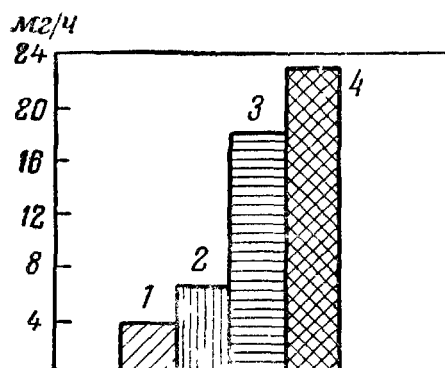


Рис. 11-24. Интенсивность абразивного износа Ст. 3 в нейтральной и коррозионных средах: $t = 250^\circ \text{C}$, $w = 88 \text{ м/сек}$, концентрация смеси 500 г/м^3 .
 1—100% азота; 2—80% азота+20% водяных паров;
 3—99 % азота+0,7% SO₃;
 4—79,3% азота+0,7% SO₃+20% водяных паров.

тать, что износ трубы пропорционален скорости газа в третьей степени

$$\delta_{из} = a \eta k w^3 \tau, \quad (11-21)$$

где $\delta_{из}$ — интенсивность утонения стенки в области максимального износа, мм;

$w = \beta_w w_{cp}$ — скорость газового потока, м/сек; подсчитывается по средней скорости газов в промежутках между трубами w_{cp} , умноженной на коэффициент, учитывающий неравномерность поля скоростей; обычно $\beta_w = 1,2 - 1,4$;

a — коэффициент абразивности, мм·сек³/г·ч;

k — концентрация золы в газовом потоке, г/м³;

η — коэффициент, определяющий число вероятных ударов набегающих частиц о стенку трубы; выражается отношением количества частиц ударившихся к общему числу.

Концентрация золы определяется следующим образом:

$$k = \beta_k \cdot 10^3 \frac{A_p a_{ин} 273}{(100 - \Gamma_{ун})(t_{cp} + 273) V_z} \text{ г/м}^3 \quad (11-22)$$

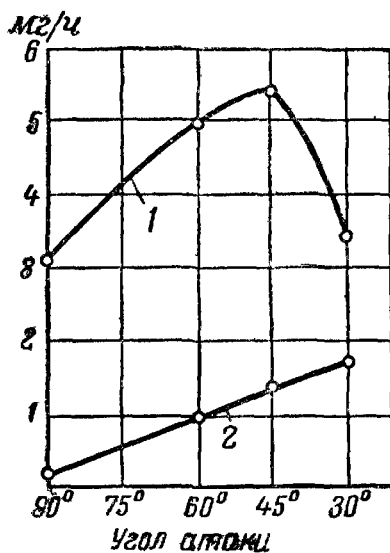


Рис. 11-25. Зависимость износа стали от угла атаки частиц (по А. В. Рябченкову и О. Н. Муравкину).
 1 — в коррозионной среде;
 2 — в нейтральной среде.

с поправкой на коэффициент β_k , учитывающий неравномерность концентрации золы по сечению газотока. Обычно $\beta_k = 1,2 \div 1,25$.

О стенку трубы ударяется только часть твердых частиц, несущихся в газовом потоке. Большей вероятностью удара обладают крупные кусочки, так как мелкие в большей степени следуют по линиям тока, обтекающим поверхность трубы. Вероятность удара золотых частиц (коэффициент η) зависит от отношения инерционных сил движущихся частиц к силам трения.

При обтекании трубы инерционная сила заставляет частицу ударяться о трубу, а силы трения заставляют частицу изменять свое направление и двигаться по линиям тока газа. Отношение этих сил выражается критерием

$$Re = \frac{w d_s}{\nu}.$$

Здесь w — скорость золотых частиц, принимаемая равной скорости газов, м/сек;

d_s — линейный размер золотых частиц, м;

ν — коэффициент кинематической вязкости газа, м²/сек.

На вероятность удара также влияет симплекс $\frac{\gamma_3 d_s}{\gamma_2 d}$, который учитывает влияние относительного размера частиц.

По данным Дергачева вероятность удара золотых частиц выражается в функции от произведения критерия Re и указанного симплекса:

$$\eta = f \left(\frac{w d_s}{\nu} \cdot \frac{\gamma_3 d_s}{\gamma_2 d} \right) = f(K). \quad (11-23)$$

Этот коэффициент для данного диаметра частиц вычисляют по кривой рис. 11-26, а затем проводят усреднение в заданном интервале крупности по фракционным остаткам на ситах (R_x) по формуле

$$\eta = \frac{\sum \eta (R_x + R_{x+1})}{100}. \quad (11-24)$$

Из кривой рис. 11-26 видно, что для данного состава золы вероятность удара возрастает с увеличением скорости. Поэтому износ от скорости зависит в степени большей трех.

Наибольшие трудности встают при определении коэффициента абразивности, поскольку он должен учитывать все особенности износа (состав и абразивные свойства твердого материала, степень агрессивности среды и др.).

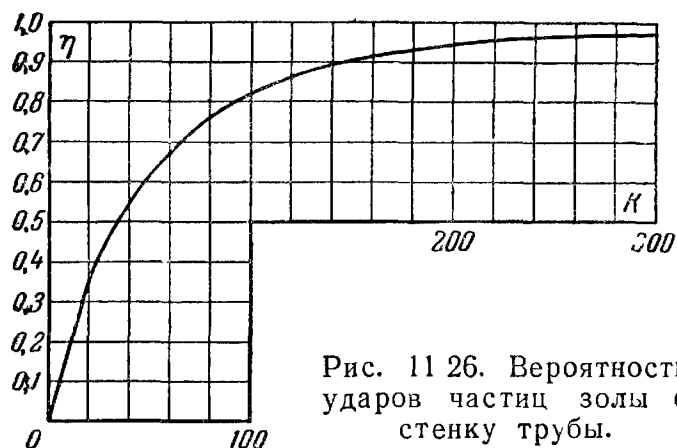


Рис. 11 26. Вероятность ударов частиц золы о стенку трубы.

Состав газовой среды определяется главным образом влажностью топлива и содержанием в нем серы, и почти не зависит от способа подготовки и сжигания топлива (за исключением тех случаев, когда используется разомкнутая схема приготовления пыли).

Абразивные свойства зависят от состава уноса, в котором находятся кусочки различной формы и твердости. Компоненты с низкой температурой плавления в топочной камере размягчаются и приобретают либо шаровую форму, либо неправильную, но с оплавленными сферическими краями. Составляющие уноса с высокой температурой плавления представляют собой частицы неправильной формы с острыми краями. Очевидно, что оплавленные частицы могут разрушать металлы лишь за счет удара, так как их истирающее действие мало. Напротив остроугольные кусочки интенсивно истирают поверхность. В табл. 11-1 представлены экспериментальные данные по износу пластинок из нержавеющей стали, обдуваемых потоком воздуха, содержащего кусочки размолотого стекла остроугольной формы и оплавленного в виде шариков. Размеры кусочков в том и другом случае были одинаковы: около 80 мк.

Таблица 11-1

Относительный износ стальной пластины, %
(по Н. Г. Залогину)

Форма частиц	Угол атаки	
	90°	45°
Остроугольная	100,0	188,0
Шаровая	5,8	Не обнаружена

Из табл. 11-1 видно, что износ оплавленными шариками даже при угле атаки 90° во много раз меньше, чем при остроугольной форме частиц. Таким образом, при одинаковом составе золы износ будет зависеть от уровня

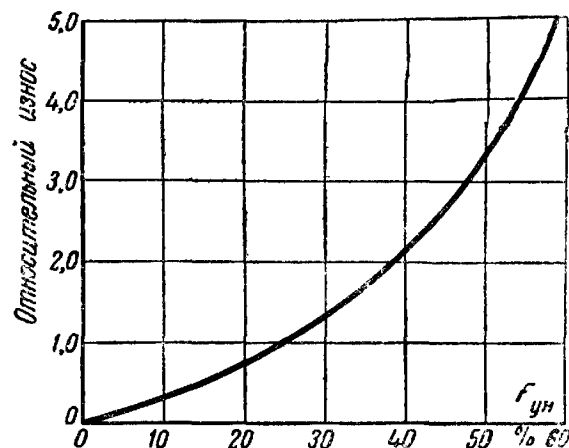


Рис. 11 27. Зависимость скорости износа от содержания горючих в уносе (по Я. Л. Пеккеру и А. А. Белодворцеву).

температур в топочной камере, который определяет степень оплавления твердых частиц.

Для некоторых топлив, имеющих легкоплавкую золу, износ определяется наличием в дымовых газах кусочков несгоревшего углерода, которые имеют остроугольную форму. По этой причине износ поверхностей нагрева при сжигании антрацитового штыба главным образом определяется содержанием горючих в уносе (рис. 11-27).

Наиболее полно изучены абразивные свойства уноса в котлах с сухим удалением шлака. В табл. 11-2 приведены значения коэффициента абразивности золы некоторых сортов углей, полученные путем обработки данных стендовых и промышленных испытаний.

Таблица 11-2

Значение коэффициента абразивности (по ВТИ)

Наименование углей	Коэффициент абразивности
Донецкий, подмосковный	5,4
Кизеловский	3,5
Челябинский	2,7
Богословский	2,2
Сланцы	3,0

При пользовании этими данными следует иметь в виду, что абразивный износ в котлах с жидким удалением шлака будет меньше в зависимости от степени оплавления золы.

Мероприятия по защите труб от износа складываются из конструктивных и эксплуатационных. При конструировании надо правильно выбрать скорость газов в пучках конвективных поверхностей нагрева. Как видно из формулы

(11-21), скорость газа очень сильно влияет на интенсивность золowego износа. Таким образом, уменьшая скорость газов, можно значительно увеличить срок службы трубной поверхности. Однако чрезмерное снижение скорости может привести к оглощению сыпучей золы на трубах, к значительному росту поверхности нагрева за счет снижения коэффициента теплопередачи. Это удорожит котел и уменьшит его эксплуатационную надежность.

Предельно допустимую скорость из условия абразивного износа можно рассчитать, если задаться сроком службы поверхности нагрева, числом часов работы котла и коэффициентом нагрузки.

В общем случае экономически целесообразный срок службы поверхности зависит от соотношения цен на металл и топливо.

В табл. 11-3 представлены данные по величине максимально допустимой скорости по условию золowego износа для некоторых видов топлив, полученные из формулы (11-21). Расчет проведен на нагрузку, равную 80% от номинальной, при числе часов использования 8000 в год. При этом принято, что по условию прочности для котлов среднего и высокого давления допускается утонение стенки трубы на 2 мм. Соответственно с этим при сроке службы в 10 лет допустимая скорость износа равна 0,2 мм/год. При расчете износа легированных труб пароперегревателя правая часть уравнения (11-21) уменьшена в 0,7 раза, что характеризует повышенную твердость легированных сталей.

Таблица 11 3

Предельно допустимые скорости газа из условия золowego износа (по ВТИ)

Топливо	Способ сжигания	Предельная скорость, м/сек	
		$d=32$ мм	$d=42$ мм
Подмосковный	Пылевидный ШБМ	10,0	10,5
"	" ШМ	9,5	10,0
АШ	" ШБМ	12,0	12,5
Донецкий Т	" ШБМ	14,5	15,0
Челябинский	" ШБМ	11,5	12,0
Кизеловский	" ШБМ	9,6	10,0

При работе котла с пониженной средней нагрузкой или меньшим числом часов использования по сравнению с принятыми в расчете значение допустимой скорости возрастает. Также скорость может быть увеличена при снижении абразивных свойств золы.

Действенным способом снижения золowego износа является удаление золы из топлива в процессе его сжигания. Наибольший эффект в этом отношении дают топki с высоким шлакоулавливанием — циклонные топki. В них наряду с высоким улавливанием шлака имеет место снижение абразивных свойств золы за счет ее оплавления. В котлах с циклонными топками не только можно, но и надо повышать скорость газов в конвективных газоходах, в противном случае будет наблюдаться отложение золы.

В топках с небольшим улавливанием шлака можно очистить дымовые газы от золы перед их поступлением в конвективную шахту. Для этой цели в поворотной камере котла ставят жалюзийные золоуловители, которые хорошо очищают газы от крупных фракций. При установке золоуловителей несколько снижается экономичность котла и увеличивается отложение летучей золы. Поэтому в котлах с жалюзийными золоуловителями необходимо повысить скорость газов во избежание значительного отложения золы.

Одним из способов по снижению абразивного износа труб золой является обогащение топлив на шахте. Это, кроме того, уменьшает транспортные расходы, затрату электроэнергии на помол и транспортировку золы. Обогащение топлив широко применяют для металлургического топлива. Для энергетики, напротив, это расширяет границу применения многозольных топлив, так как многозольные отходы углеобогащения становятся энергетическим топливом. Обогащение энергетических углей в настоящее время экономически нецелесообразно.

При конструировании котельного агрегата используют описанные способы по уменьшению абразивного износа. Применение того или иного способа определяется конкретными условиями работы котельного агрегата. Наряду с этим всегда применяют защитные устройства, предохраняющие трубы в местах наиболее интенсивного износа (см. гл. 21).

ГЛАВА ДВЕНАДЦАТАЯ

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

12-1. ЗАДАЧИ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОВЕДЕНИЯ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА

Различают конструкторский и поверочный тепловые расчеты.

Конструкторский тепловой расчет производят при проектировании котельного агрегата. При этом бывают заданы: паропроизводительность котла, параметры перегретого пара и питательной воды, топливо. В зависимости от параметров проектируемого котла, его мощности и технических характеристик топлива выбирают тип котла, способ сжигания топлива и топочные устройства, температуру газов за котельным агрегатом (уходящих газов) и температуру горячего воздуха.

Целью конструкторского теплового расчета котельного агрегата является определение размеров топки и поверхностей нагрева отдельных элементов его при номинальной нагрузке.

На основании результатов теплового расчета производят гидродинамический и аэродинамический расчеты, выбор металла для поверхностей нагрева и расчеты на механическую прочность.

Поверочный тепловой расчет выполняют для имеющегося котельного агрегата (спроектированного или работающего). Задачами такого расчета могут быть: определение температур пара, воздуха и дымовых газов при работе котла на нагрузках, отличающихся от номинальной, при переводе котла на другое топливо, после реконструкции топочных устройств или поверхностей нагрева и т. д.

Тепловой расчет котла¹ начинают с расчета объемов и энтальпий продуктов сгорания топлива. Затем составляют тепловой баланс котла, подсчитывают его к. п. д. и часовой расход топлива.

Далее при конструкторском тепловом расчете для выбранной температуры газов на выходе из топки определяют количество лучистого тепла, которое должно быть воспринято в топке, и рассчитывают необходимую для этого величину радиационной поверхности нагрева.

В барабанных котельных агрегатах с температурой перегретого пара не выше 510°С

пароперегреватели обычно делают конвективными и поэтому в топке размещают только парообразующие поверхности нагрева.

При температуре перегретого пара выше 510°С в топке барабанных котлов размещают полурadiационный (ширмовый), а иногда и радиационный перегреватели.

В прямоточных котельных агрегатах радиационные перегреватели имеются всегда. Кроме того, в нижней части радиационной поверхности нагрева происходит подогрев воды, поскольку водяной экономайзер в этих котлах всегда выполняют некипящим.

В связи с этим при конструкторском тепловом расчете котельного агрегата приходится предварительно произвести распределение тепловосприятия рабочего тела между отдельными поверхностями нагрева.

Полное тепловосприятие пароперегревателя

$$\Delta i_{ne} = i_{ne} - i_{ex} \text{ ккал/кг} \quad (12-1)$$

разбивают в общем случае между его радиационной, ширмовой и конвективной частями:

$$\Delta i_{ne} = \Delta i_{p.ne} + \Delta i_{ш.ne} + \Delta i_{к.ne} \text{ ккал/кг.} \quad (12-2)$$

Суммарное тепловосприятие перегревателя Δi_{ne} при наличии регулятора перегрева, выполненного в виде поверхностного пароохладителя, увеличивается на величину теплосъема в последнем Δi_{no} .

Энтальпию пара на входе в перегреватель i_{ex} в барабанных котлах принимают равной энтальпии насыщенного пара i'' .

В прямоточных котлах пар поступает в перегреватель из переходной зоны. Поэтому энтальпия пара на входе в перегреватель i_{ex} будет равна энтальпии слабоперегретого пара, покидающего переходную зону котла $i''_{n.з}$.

Тепловосприятие рабочего тела в переходной зоне прямоточного котла подсчитывают из условия, что на входе в нее пар должен иметь влажность не меньше 15—20%, а на выходе — при всех возможных нагрузках должен быть перегрев пара не меньше, чем на 20°С.

¹ Ниже приводится методика теплового расчета применительно к котельным агрегатам с камерными топками паропроизводительностью более 50 т/ч.

При наличии в котельном агрегате промежуточного перегревателя тепловосприятие его подсчитывают по известным параметрам пара на входе в него и заданным параметрам его на выходе.

Тепловосприятие водяного экономайзера в прямоточном котле тоже может быть заранее подсчитано, поскольку на выходе из него необходимо иметь недогрев воды до температуры кипения примерно на 30—40° С.

Таким образом, в прямоточных котельных агрегатах суммарное тепловосприятие нижней части радиационной поверхности нагрева толпки, являющейся по существу радиационным водяным экономайзером, и испарительной поверхности нагрева может быть подсчитано из уравнения

$$\Delta i_{н.р.ч.} + \Delta i_{исп} = i'_{н.з} - i''_{в.эж} \text{ ккал/кг, (12-3)}$$

где $i'_{н.з}$ — энтальпия пароводяной смеси на входе в переходную зону котла ккал/кг;

$i''_{в.эж}$ — энтальпия воды на выходе из водяного экономайзера, ккал/кг.

После распределения тепловосприятий рабочего тела по отдельным элементам котельного агрегата производят расчет их поверхностей нагрева. Его ведут в следующей последовательности: размещают в топке ранее подсчитанную поверхность нагрева парогенерирующих экранных труб и радиационного пароперегревателя, рассчитывают поверхность нагрева ширмового перегревателя, фестона и конвективного перегревателя (основного и промежуточного); далее определению подлежат низкотемпературные поверхности нагрева вертикальной конвективной шахты, которые удобнее рассчитывать, начиная с первой¹ ступени воздухоподогревателя, затем следует рассчитать вторую ступень воздухоподогревателя, первую ступень водяного экономайзера, вторую ступень водяного экономайзера и переходную зону.

Таким образом, для барабанных и прямоточных котлов без переходной зоны конструкторский тепловой расчет завершают обычно на второй ступени водяного экономайзера.

Поверочный тепловой расчет котла ведут для всех поверхностей нагрева по ходу дымовых газов от топки до первой ступени воздухо-

подогревателя. Обычно его выполняют методом последовательных приближений, так как температурами уходящих газов и горячего воздуха приходится задаваться. При поверочных расчетах конвективных поверхностей нагрева также бывает необходимо оценивать температуры газов или рабочего тела (пара, воды, воздуха) с последующим их уточнением.

12-2. РАСЧЕТЫ ОБЪЕМОВ И ЭНТАЛЬПИИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ К. П. Д. КОТЛА И РАСХОДА ТОПЛИВА

Количество теоретически необходимого воздуха V_0 подсчитывают по указаниям § 3-1, теоретические объемы продуктов сгорания топлива — по формулам, приведенным в § 3-2.

Для определения объема избыточного количества воздуха и действительных объемов продуктов сгорания в топке и конвективных газоходах котла необходимо выбрать величину коэффициента избытка воздуха в топке и присосы холодного воздуха по газоходам.

Коэффициент избытка воздуха в топке принимается в зависимости от типа топочного устройства и рода сжигаемого топлива.

Рекомендуемые для расчетов значения коэффициентов избытка воздуха на выходе из топки α_m для сжигания топлив в камерных топках даны в табл. 12-1 и 12-2.

Присосы воздуха в топке и отдельных конвективных поверхностях нагрева котельного агрегата выбираются по табл. 12-3.

Коэффициент избытка воздуха в верху топки принимают по табл. 12-1 или 12-2 при расчетах котельного агрегата на нагрузки от 100 до 75% от номинальной. При расчетах на меньшие значения паропроизводительности α'_m может быть определена по приближенной формуле:

$$\alpha'_m = \alpha_m + \left(0,75 - \frac{D'}{D}\right), \quad (12-4)$$

где α_m — коэффициент избытка воздуха при номинальной нагрузке D ; выбирается по табл. 12-1 или 12-2;

α'_m — коэффициент избытка воздуха при пониженной нагрузке D' .

Величины присосов холодного воздуха по газоходам при нагрузках, отличающихся от номинальной, принимаются неизменными.

¹ Нумерацию ступеней поверхностей нагрева принято вести по ходу нагреваемой среды.

Таблица 12-1

Расчетные характеристики камерных топок с сухим шлакоудалением¹

Тип топки	Наименование топлива	Коэффициент избытка воздуха в топке α_m	Допустимое по условиям горения теплонапряжение топочного объема BQ_H^p/V_m , тыс. ккал/м ³ ·ч	Потери тепла		
				от химической неполноты сгорания q_3 , %	от механической неполноты сгорания q_4 , %	
					$D > 50$ м/ч	$D \leq 50$ м/ч
Пылеугольные	Антрацитовый штыб*	1,25	125	0	4	5
	Полуантрациты*	1,25	140	0	3	5
	Тощие угли	1,25	160	0	2	3
	Каменные угли, $V^2 \leq 25\%$	1,2	160	0	2	3
	Каменные угли, $V^2 > 25\%$	1,2	160	0,5	1,5	2,5
	Отходы углеобогащения, $V^2 > 25\%$	1,2	150	0,5	2,5	3,5
	Бурые угли	1,2	200	0,5	0,5	1
Шахтно-мельничные	Каменные угли, $V^2 > 30\%$	1,25	130	0,5	4	6
	Бурые угли	1,25	150	0,5	1	2
	Сланцы гдовские и эстонские	1,25	120	0,5	1	1,5
	Сланцы волжские	1,25	140	1	2	3
	Фрезерный торф	1,25	150	1	1	2
Экранированные	Мазут, природный и нефтяной газы	1,15	250	1,5	—	—
Факельное сжигание	Доменный газ	1,15	200	3	—	—

¹ Приведенные характеристики топок для твердых топлив даны для установок с замкнутой схемой пылеприготовления. При разомкнутой схеме принимаются те же значения q_3 , значения q_4 в размере 5% от значений q_4 для замкнутой схемы, коэффициент избытка воздуха в топке, для волжских сланцев и фрезерного торфа $\alpha_m = 1,2$; для бурых углей $\alpha_m = 1,15$.

* Значения q_4 приведены для топок с подачей пыли горячим воздухом и наклонно-горизонтальным подом для жидкого шлакоудаления (также с утепленными воронками); в топках с холодными воронками q_4 на 1% выше.

Таблица 12-2

Расчетные характеристики топок с жидким шлакоудалением

Тип топки		Коэффициент избытка воздуха в конце топки α_m	Соотношение между тепловыми напряжениями объема топок с жидким и сухим шлакоудалением
Однокамерные топки, в том числе ошипованная зона экранов		1,15÷1,2	1,2 5,0
Двухкамерные топки, в том числе первые камеры		1,1÷1,15	1,3 5,0
Топки с высоким шлакоулавливанием			1,5
в том числе	а) предтопки ВТИ ($L/D \approx 5,0$)	1,1	Размеры выбираются по тепловому напряжению сечения, равному $(15-16) \cdot 10^3$ ккал/м ² ·ч
	б) предтопки ЦКТИ ($L/D \approx 1,25$)		То же по тепловому напряжению сечения, равному $(12-13) \cdot 10^3$ ккал/м ² ·ч

Примечания: 1. Величина потерь тепла от химической неполноты сгорания для однокамерных топок принимается такой же, как для топок с сухим шлакоудалением. Для двух- и многокамерных топок и топок с высоким шлакоулавливанием $q_3 = 0$.

2. Величина потерь от механической неполноты сгорания q_4 уменьшается по сравнению с рекомендуемой для топок с сухим шлакоудалением пропорционально изменению доли золы в уносе $a_{уш}$ (см. табл. 4-2).

Таблица 12-3

Присосы воздуха в газоходах котельных агрегатов

	Газоход	Величина присоса $\Delta\alpha$
Топочная камера	Камерные топки при обычной обмуровке и отсутствии гидравлического уплотнения шлаковой шахты, а также слоевые топки	0,1
	Камерные топки при подвесной обмуровке и гидравлическом уплотнении шлаковой шахты, камеры с жидким шлакоудалением и камеры газомазутных топок	0,05
Газоход фестона, ширмового пароперегревателя		0
Газоход пароперегревателя		0,05
Газоход вторичного пароперегревателя, переходной зоны		0,03

	Газоход	Величина присоса $\Delta\alpha$
Газоходы экономайзеров	Стальные змеевиковые экономайзеры при одноступенчатом выполнении	0,03
	То же при двухступенчатом выполнении на каждую ступень	0,02
	Чугунные экономайзеры	0,1
Воздухоподогреватели	Трубчатые при одноступенчатом выполнении	0,05
	То же при двухступенчатом выполнении на каждую ступень	0,05
	Чугунные на каждую ступень	0,1
	Регенеративные	0,2

Энтальпии продуктов сгорания топлива подсчитывают по указаниям § 4-5 для топки и всех конвективных поверхностей нагрева котельного агрегата при нескольких значениях температур, охватывающих возможный интервал температур газов в топке и каждой поверхности нагрева.

Определение к. п. д. котельного агрегата производится по уравнению (4-20). Для этого предварительно по формуле (4-5) подсчитывают величину располагаемого тепла Q_p^p .

Потерю тепла с уходящими газами рассчитывают по формуле (4-23).

Потери тепла с химической и механической неполнотой сгорания топлива принимают по табл. 12-1 или 12-2.

Потери тепла от наружного охлаждения котельного агрегата q_5 и с физическим теплом шлаков q_6 находят согласно указаниям § 4-4.

Расход топлива подсчитывается по формуле, полученной в результате совместного решения уравнений (4-3) и (4-15):

или уравнений (4-3) и (4-17):

$$B = \frac{D(i_{ne} - i_{n.s})}{Q_p^p \eta_{k.a}} \text{ кг/ч.} \quad (12-6)$$

В результате механической неполноты сгорания не все топливо, поступающее в топку, полностью сгорает. Поэтому суммарный объем газов, получающийся при сгорании часового расхода топлива, будет несколько меньше¹. Так как расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания производится на 1 кг рабочего топлива, то для учета механического недожога условно полагают, что в топку поступает несколько меньшее количество топлива, т. е. тепловой расчет котла производят по расчетному часовому расходу топлива, равному

$$B_p = B \frac{100 - q_4}{100} \text{ кг/ч.} \quad (12-7)$$

¹ Влиянием химической неполноты сгорания топлива на уменьшение объемов продуктов сгорания пренебрегают.

$$B = \frac{D(i_{ne} - i_{n.s}) + \sum_1^n D_{n.ром} (i_{n.ром}^{ex} - i_{n.ром}^{ex}) + D_H (i'' - i_{n.s}) + D_{np} (i' - i_{n.s})}{Q_p^p \eta_{k.a}} \text{ кг/ч} \quad (12-5)$$

12-3. РАСЧЕТ ТОПКИ И ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Конструкторский расчет топki начинают с выбора температуры продуктов сгорания топлива на выходе из нее t_m'' .

Если полурadiaционные поверхности нагрева пароперегревателя и сильно разреженный фeстон (шаг по ширине газoхoдa $s_1 > 4d$ и oднoвpeмeннo шаг по хoду гaзoв $s_2 > 6d$) oтсутствуют, тo тeмпepaтypa гaзoв нa выхoдe из тoпки t_m'' мoжeт бьeть вьбpaнa пo тaбл. 10-1.

При наличии ширмoвoгo парoпepегpeвaтeлeя тeмпepaтyрoй гaзoв нa выхoдe из тoпки считaют тeмпepaтyрy пeрeд ширмoвыми пoвepхнoстями нaгрeвa, т. e.

$$t_m'' = t_{ш.нe}' \quad (12-8)$$

В этом случае температура гaзoв зa ширмoвыми пoвepхнoстями нaгрeвa нe дoлжнa пpeвышaть пpeдeльнo дoпyстимyю пo ycлoвиям шлaкoвaния тeмпepaтyрy гaзoв, yкaзaннyю в тaбл. 10-1.

Однaкo для пpoвeдeния pасчeтa ширмoвoгo парoпepегpeвaтeлeя тpeбyeтcя ряд дaнныx, кoтopые стaнoвятcя извeстными лишь пocлe зaвepшeния pасчeтa тoпки. Пoэтoмy c цeлью нeкoтoрoгo yскopения pасчeтoв мoжнo, oриeнтиpoвoчнo зaдaвшиcь cнижeниeм тeмпepaтyры гaзoв в ширмoвoм пepегpeвaтeлe, вьбpaть тeмпepaтyрy гaзoв нa выхoдe из тoпки.

Пocлe зaвepшeния pасчeгa тoпки и пpoвeдeния pасчeтa ширмoвoгo парoпepегpeвaтeлeя oпpeдeляют $t_{ш.нe}''$ и тoлькo в тoм cлyчae, eсли oнa oчeнь cильнo oтличaeтcя oт знaчeний тeмпepaтyр, yкaзaнныx в тaбл. 10-1, тeмпepaтyрy гaзoв нa выхoдe из тoпки t_m'' измeняeт в cooтвeтcтвyющeм нaпpaвлeнии и pасчeт тoпки и ширмoвoгo парoпepегpeвaтeлeя yгoчняeт.

Пo вьбpaннoй тeмпepaтyрe гaзoв в вepхy тoпки пpoизвoдят pасчeт pадиaциoннoй пoвepхнoсти нaгрeвa тoпки H_{λ} [фoрмyлa (10-38)]. Для этoгo пpeдвapитeльнo coглacнo yкaзaниям § 5-3 пoдcчитывaют вeличинy пoлeзнoгo тeплoвыдeлeния в тoпкe Q_m . При этoм нeoбxoдимыe для pасчeтa знaчeния тeмпepaтyры гoрячeгo вoздyхa $t_{г.в}$ в зaвиcимoсти oт видa тoпливa и типa тoпoчныx yстрoйств вьбpaют в пpeдeлax $250-400^{\circ}\text{C}$. Тeмпepaтyрy xoлoднoгo вoздyхa пpинимaют pавнoй 30°C , a пpисoсы xoлoднoгo вoздyхa в пылeпpигoтoвитeльнoй yстaнoвкe $\Delta\alpha_{п.л.у}$ вьбpaют в пpeдeлax $0,06-0,12$ для cистeм c шapoвыми бapaбaнными мeльницaми,

0,03—0,05 c шaxтными мeльницaми и 0,03 co cpeднexoдными мeльницaми.

Пo вьчислeннoй вeличинe пoлeзнoгo тeплoвыдeлeния в тoпкe Q_m oпpeдeляют тeopeтичecкyю тeмпepaтyрy cгopaния $t_{мeop}$ и пoдcчитывaют пo фoрмyлe (10-2) кoличecтвo лyчистoгo тeплa, кoтopoe дoлжны вoспpиять пoвepхнoсти нaгрeвa тoпки Q_{λ} .

Пocлe oпpeдeлeния pадиaциoннoй пoвepхнoсти нaгрeвa тoпки H_{λ} пpoизвoдят вьбop нeoбxoдимыx paзмepoв тoпoчнoй кaмepы и paспoлoжeнныx в нeй пoвepхнoстeй нaгрeвa: ширинy, глyбинy и вьcoтy тoпки, paзмepa вьxoднoгo ceчeния xoлoднoй вoрoнки, диaмeтpa экpaнныx тpyб, шaгoв мeждy ними и т. д.

Расчет топki зaвepшaeтcя пpoвepкoй пpeдвapитeльнo пpинятoгo знaчeния cтeпeни экpaниpoвaния тoпки ψ , oпpeдeлeния видимoгo тeплoвoгo нaпpяжeния тoпoчнoгo oбъeмa $\frac{B_p Q_{\lambda}^p}{V_m}$ и cpeднeй тeплoвoй нaгpyзки pадиaциoнныx пoвepхнoстeй нaгрeвa $\frac{B_p Q_{\lambda}}{H_{\lambda}}$. Пoлyчeннaя вe-

личинa $\frac{B_p Q_{\lambda}^p}{V_m}$ нe дoлжнa бьeть бoльшe вeличинy, дoпyстимoй пo ycлoвиям гopения, yкaзaннoй в тaбл. 12-1 и 12-2 для дaннoгo тoпливa и тoпoчнoгo yстрoйствa.

Сyммapнoe кoличecтвo тeплa, кoтopoe дoлжeн пoлyчить pадиaциoнный пepегpeвaтeль в тoпкe, pавнo:

$$Q_{p.ne} = \frac{D \Delta i_{p.ne}}{B_p} \text{ ккал/кг}, \quad (12-9)$$

а вeличинa нeoбxoдимoй пoвepхнoсти нaгрeвa eгo H_{ne}^{λ} oпpeдeлитcя из ypaвнeния

$$Q_{p.ne} = \frac{B_p Q_{\lambda}}{H_{\lambda}} y \frac{H_{ne}^{\lambda}}{B_p} \text{ ккал/кг}, \quad (12-10)$$

гдe y — кoэффициeнт нepaвнoмepнoсти paспpeдeлeния тeплa в тoпкe. При paзмeщeнии пoвepхнoсти нaгрeвa pадиaциoннoгo парoпepегpeвaтeлeя нa cтeнкax пo вceй вьcoтe тoпoчнoй кaмepы пpинимaют $y=1$, при paспoлoжeнии ee тoлькo в вepхнeй чacти тoпки $y=0,75-0,80$, a при paспoлoжeнии нa пoтoлкe $y=0,60$.

Тeмпepaтyрy пepегpeтoгo пapa нa выхoдe из pадиaциoннoй cтyпeни пepегpeвaтeлeя пoдcчитывaют пo энтaльпии пapa

$$i_{p.ne}'' = i_{p.ne}' + \Delta i_{p.ne} \text{ ккал/кг}. \quad (12-11)$$

В барабанных котельных агрегатах в радиационные ступени пароперегревателей обычно поступает насыщенный пар. В этом случае энтальпия пара на входе в радиационную поверхность нагрева будет равна:

$$i'_{p.ne} = i'' \quad (12-12)$$

В прямоточных котлах $i'_{p.ne}$ равна энтальпии пара на выходе из переходной зоны $i''_{n.з}$.

Расчет ширмового пароперегревателя может быть произведен по методике поверочного расчета. Число ширм и высоту их определяют из условия, чтобы средняя скорость газов между ширмами была в пределах 6—7 м/сек.

По выбранной скорости газов определяют живое сечение для прохода их

$$\omega_2 = \frac{B_p V_2 (t_2^{cp} + 273)}{3600 \omega_2 \cdot 273} \text{ м}^2, \quad (12-13)$$

где V_2 — объем газов, взятый из таблиц объемов продуктов сгорания топлива для коэффициента избытка воздуха α_m , $\text{м}^3/\text{кг}$;

ω_2 — скорость газов, м/сек;

t_2^{cp} — средняя температура газов, равная полусумме температур до и после поверхности нагрева, °С.

Тогда высота ширмового пароперегревателя будет равна:

$$h = \frac{\omega_2}{a - nd} \text{ м}, \quad (12-14)$$

где a — ширина топki по фронту, м;

n — количество ширм;

d — наружный диаметр труб ширмового перегревателя, м.

Общее число труб в ширме выбирают с таким расчетом, чтобы скорость пара обеспечивала бы величину коэффициента теплоотдачи от стенки к пару α_2 , равную примерно $2500 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{С}$, что необходимо для поддержания в допустимых пределах температуры стенок труб.

Полную поверхность нагрева ширмового пароперегревателя подсчитывают по формуле

$$H_{ш.ne} = nz\pi dl \text{ м}^2, \quad (12-15)$$

где z — количество труб в ширме;

l — средняя длина одной трубы, м.

Поверхность нагрева ширмового перегревателя воспринимает тепло как за счет конвективного теплообмена, так и излучением из

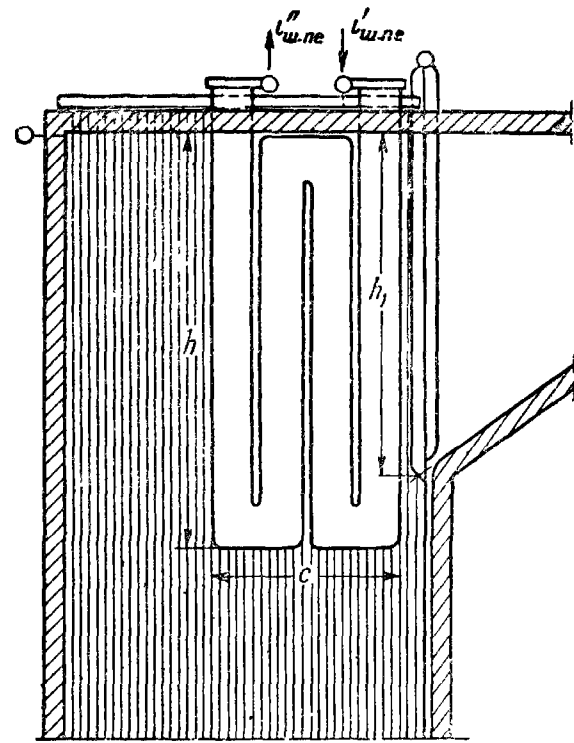


Рис. 12-1. Эскиз размещения ширмового пароперегревателя в топке.

топочной камеры. В расчете конвективного теплообмена условно принимают, что поверхность нагрева, воспринимающая излучение из топki, не участвует в теплообмене конвекцией и межтрубным излучением. В этом случае расчетная поверхность нагрева будет равна:

$$H_{ш.ne}^p = H_{ш.ne} - H_{ш.ne}^a \text{ м}^2. \quad (12-16)$$

Здесь $H_{ш.ne}^a$ — радиационная поверхность нагрева ширмового пароперегревателя, равная произведению общей длины его освещенной поверхности на ширину топочной камеры a и угловой коэффициент ширмового перегревателя $x_{ш.ne}$, принимаемый равным 0,80. Для конструкции ширмового пароперегревателя, изображенного на рис. 12-1:

$$H_{ш.ne}^a = (h + c) a x_{ш.ne} \text{ м}^2. \quad (12-17)$$

Полное тепловосприятие ширмовой поверхности нагрева пароперегревателя рассчитывают для принятой величины $\Delta i_{ш.ne}$:

$$Q_{ш.ne} = \frac{D \Delta i_{ш.ne}}{B_p} \text{ ккал}/\text{кг}. \quad (12-18)$$

Тепловосприятие ширмового перегревателя за счет излучения топочного объема определяют по удельной тепловой нагрузке радиа-

ционной поверхности нагрева топki с учетом коэффициента неравномерности распределения тепла в ней:

$$Q_{ш.не}^A = \frac{B_p Q_A}{H_A} \gamma \frac{H_{ш.не}^A}{B_p} \text{ ккал/кг.} \quad (12-19)$$

Тогда тепловосприятие поверхности нагрева ширмового пароперегревателя за счет конвективного теплообмена определяют из равенства

$$Q_{ш.не}^K = Q_{ш.не} - Q_{ш.не}^A \text{ ккал/кг.} \quad (12-20)$$

По уравнению, связывающему количество тепла, отданного дымовыми газами поверхности нагрева, с теплом, полученным рабочим телом, рассчитывают энтальпию газов, а по ней находят температуру газов за поверхностью нагрева t_2'' :

$$Q_6 = \varphi (I_2' - I_2'' + \Delta x V_s^0 c t_{x.s}) \text{ ккал/кг,} \quad (12-21)$$

где I_2' и I_2'' — энтальпии газов на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, ккал/кг;

$\Delta x V_s^0 c t_{x.s}$ — количество тепла, вносимое холодным воздухом, поступающим в газозод за счет присосов, ккал/кг;

φ — коэффициент сохранения тепла, учитывающий потери тепла от наружного охлаждения газозода.

Для ширмового пароперегревателя тепловосприятие по балансовому уравнению Q_6 равно $Q_{ш.не}^K$, а $\Delta x = 0$.

Далее в соответствии с указаниями, сделанными в гл. 10 и 11, подсчитывают коэффициент теплопередачи k и величину температурного напора Δt и по основному уравнению конвективного теплообмена

$$Q = \frac{k \Delta t H_{ш.не}^p}{B_p} \text{ ккал/кг} \quad (12-22)$$

определяют тепловосприятие поверхности нагрева.

Расчет можно считать законченным, если расхождение между Q_6 и Q меньше 2%. При большем расхождении необходимо произвести пересчет для другого значения t_2'' с последующим уточнением величины Q_6 и, следовательно, температуры пара на выходе из ширмового пароперегревателя $t_{ш.не}''$.

Тепловосприятие конвективной ступени пароперегревателя подсчитывают из уравнения

$$Q_{к.не} = \frac{D}{B_p} (i_{не} - i'_{к.не} + \Delta i_{но}) - Q_{к.не}^A \text{ ккал/кг,} \quad (12-23)$$

где $i'_{к.не}$ — энтальпия пара на входе в конвективную ступень перегревателя, ккал/кг; при наличии ширмового перегревателя $i'_{к.не} = i_{ш.не}''$;

$\Delta i_{но}$ — тепловосприятие регулятора перегрева, принимаемое в пределах 10—20 ккал/кг;

$Q_{к.не}^A$ — тепло, получаемое поверхностью нагрева конвективного пароперегревателя излучением газов из топочной камеры, ккал/кг.

Если перед конвективной ступенью пароперегревателя имеется ширмовый пароперегреватель и фестон, то условно принимают, что лучистое тепло, падающее из топki, полностью воспринимается этими поверхностями нагрева и, следовательно, $Q_{к.не}^A = 0$.

Тепловосприятие конвективного пароперегревателя за счет излучения из топki при наличии перед ним только фестона рассчитывают по формуле

$$Q_{к.не}^A = \frac{B_p Q_A}{H_A} \gamma \frac{H_{\phi}^A}{B_p} (1 - x_{\phi}) \text{ ккал/кг,} \quad (12-24)$$

где H_{ϕ}^A — радиационная поверхность нагрева фестона, m^2 . Она равна произведению освещенной длины фестона на ширину топочной камеры, т. е. для эскиза, представленного на рис. 12-1:

$$H_{\phi}^A = h_1 a \text{ м}^2; \quad (12-25)$$

x_{ϕ} — угловой коэффициент фестона, который приближенно подсчитывается следующим образом:

$$x_{\phi} = 1 - (1 - x_1)(1 - x_2) \dots (1 - x_z). \quad (12-26)$$

Здесь $x_1, x_2, \dots, x_z$ — угловые коэффициенты отдельных рядов труб, определяемые по кривой 5 рис. 10-5.

При выполнении конвективного пароперегревателя из двух частей (противоточной и прямоточной) с размещением регулятора перегрева «в рассечку» каждую часть рассчитывают отдельно. Для этого предварительно задаются промежуточной температурой пара на выходе из противоточной части или произво-

дят разбивку общего тепловосприятия конвективного пароперегревателя между обеими частями его.

При установке поверхностного пароохладителя «в рассечку» расчет производят с учетом снижения температуры и энтальпии пара в пароохладителе.

При установке «в рассечку» впрыскивающего пароохладителя все поверхности нагрева пароперегревателя до впрыскивающего устройства должны рассчитываться на расход пара, уменьшенный на количество впрыскиваемой воды, которое может быть подсчитано по формуле

$$\Delta D = D \frac{\Delta i_{n.o}}{i_{ne1}'' - i_s} \text{ кг/ч}, \quad (12-27)$$

где i_{ne1}'' — энтальпия пара на выходе из противоточной части перегревателя, ккал/кг;

i_s — энтальпия воды, подаваемой во впрыскивающее устройство, ккал/кг.

Энтальпия пара после регулятора перегрева определится по принятому съему тепла в нем $\Delta i_{n.o}$:

$$i_{ne1}' = i_{ne1}'' - \Delta i_{n.o} \text{ ккал/кг}. \quad (12-28)$$

Температура газов до конвективной ступени пароперегревателя бывает известна из расчета предыдущей поверхности нагрева. Температуру газов за пароперегревателем подсчитывают по уравнению, связывающему количество тепла, отданное дымовыми газами поверхности нагрева, с теплом, полученным рабочим телом [формула (12-21)].

По основному уравнению конвективного теплообмена для выбранного тепловосприятия, по известным температурам пара и дымовых газов подсчитывают температурный напор Δt и коэффициент теплопередачи k и определяют поверхность, рассчитываемой части пароперегревателя.

При расчете прямоточной части пароперегревателя, в которой шесть—восемь первых по ходу газов рядов разрежены, подсчет коэффициента теплоотдачи излучением α_a необходимо производить по усредненным по поверхности этой части пароперегревателя шагам s_1^{cp} и s_2^{cp} , а коэффициент теплоотдачи соприкосновением α_k — по скорости газов, рассчитанной по усредненному живому сечению газохода F_{cp} .

Усредненные шаги подсчитывают по формулам:

$$s_1^{cp} = \frac{s_1' H' + s_1'' H''}{H' + H''} \text{ мм}, \quad (12-29)$$

$$s_2^{cp} = \frac{s_2' H' + s_2'' H''}{H' + H''} \text{ мм}, \quad (12-30)$$

где H' — поверхность нагрева с тесным расположением труб, м^2 ;

H'' — поверхность нагрева разреженной части пароперегревателя, равная

$$H'' = H - H' \text{ м}^2; \quad (12-31)$$

s_1' и s_1'' — шаги между трубами по ширине котла при тесном и разреженном расположении змеевиков, мм;

s_2' и s_2'' — то же по глубине газохода (т. е. по ходу газов).

Усредненное живое сечение газохода определяют по формуле

$$F_{cp} = \frac{H' + H''}{\frac{H'}{F'} + \frac{H''}{F''}} \text{ м}^2, \quad (12-32)$$

где F' и F'' — живые сечения газоходов с поверхностями нагрева H' и H'' , м^2 .

После определения поверхности нагрева пароперегревателя рассчитывают длину одного змеевика

$$l_{zm} = \frac{H}{\pi dz} \text{ м} \quad (12-33)$$

и число петель

$$z_{net} = \frac{l_{zm}}{2h_{ne}}, \quad (12-34)$$

где z — количество змеевиков, выходящих из коллектора;

h_{ne} — средняя высота газохода в рассчитываемой части пароперегревателя, м.

Количество змеевиков z определяется по выбранной скорости пара, которую принимают для высокого давления в широких пределах (от 8 до 25 м/сек):

$$z = \frac{D v_{cp}}{3600 \omega_n \frac{\pi d_{sn}^2}{4}}. \quad (12-35)$$

Здесь D — расход пара через пароперегреватель, кг/ч;

v_{cp} — средний удельный объем пара в перегревателе, $\text{м}^3/\text{кг}$;

w_n — скорость пара, м/сек;
 $d_{вн}$ — внутренний диаметр труб перегревателя, м.

Промежуточные пароперегреватели рассчитываются аналогично. Если они расположены по ходу газов за основным перегревателем, то выполняются без фестонирования и тепло за счет излучения факела из топки не получают.

12-4. РАСЧЕТ ФЕСТОНА И ПЕРЕХОДНОЙ ЗОНЫ

Фестон рассчитывают поверочным расчетом, так как полная поверхность нагрева его H_{ϕ} обычно определяется главным образом из конструктивных соображений:

$$H_{\phi} = n_{\phi} z_{\phi} \pi d_{\phi} l_{\phi} \text{ м}^2, \quad (12-36)$$

где n_{ϕ} — число рядов фестона (обычно оно равно 3 или 4);
 z_{ϕ} — количество труб в одном ряду фестона;
 d_{ϕ} — наружный диаметр труб фестона, м;
 l_{ϕ} — средняя длина труб фестона, м.

Число труб в одном ряду фестона z_{ϕ} и расстояние между трубами по ширине котла s_1 определяются принятым количеством рядов труб фестона n_{ϕ} и шагом труб заднего экрана, из которого и образуется фестон:

$$z_{\phi} = \left(\frac{a - 2e'}{s_{3.э}} + 1 \right) \frac{1}{n_{\phi}}. \quad (12-37)$$

Здесь a — ширина котла по фронту, м;
 e' — расстояние от оси труб заднего экрана боковых стен топki, м;
 $s_{3.э}$ — шаг труб заднего экрана, м.

Высота фестона определяется из условия, чтобы скорость газов в нем была в пределах 6—8 м/сек.

Для ориентировочно выбранной температуры газов за фестонем t''_{ϕ} по балансовому уравнению [формула (12-21)], подсчитывают тепловосприятие фестона

Далее производят расчет тепловосприятия фестона по уравнению конвективного теплообмена:

$$Q = \frac{k \Delta t H_{\phi}^p}{B_p} \text{ ккал/кг}, \quad (12-38)$$

где H_{ϕ}^p — расчетная поверхность нагрева фестона с учетом того, что часть его поверх-

ности нагрева воспринимает лучистое тепло, падающее из топочной камеры.

Если перед фестонем имеется ширмовый пароперегреватель, то расчетная поверхность нагрева фестона

$$H_{\phi}^p = H_{\phi} - H_{\phi}^2 (1 - x_{ш.не}) \text{ м}^2. \quad (12-39)$$

При отсутствии перед фестонем ширмового пароперегревателя расчетная поверхность нагрева фестона

$$H_{\phi}^p = H_{\phi} - H_{\phi}^2 x_{\phi} \text{ м}^2. \quad (12-40)$$

Расчет фестона может быть признан законченным, если расхождение между Q_{ϕ} и Q меньше 2%.
 Расчет испарительной и перегревательной частей переходной зоны следует выполнять раздельно, определяя общим для них лишь коэффициент теплопередачи k .

Тепловосприятие испарительной части переходной зоны подсчитывается по формуле

$$Q_{n.з}^{исп} = \frac{D(1-x)r}{B_p} \text{ ккал/кг}, \quad (12-41)$$

а перегревательной

$$Q_{n.з}^{не} = \frac{D(i''_{n.з} - i'')}{B_p} \text{ ккал/кг}, \quad (12-42)$$

где x — паросодержание пароводяной смеси на входе в переходную зону;

r — теплота парообразования при давлении в барабане, ккал/кг.

Если расчет прямооточного котла завершается на переходной зоне, то общее тепловосприятие ее, равное

$$Q_{n.з} = Q_{n.з}^{исп} + Q_{n.з}^{не} \text{ ккал/кг}, \quad (12-43)$$

может быть определено также из балансового уравнения:

$$\begin{aligned} Q_p \eta_{к.а} &= \\ &= [Q_{\lambda} + Q_{ш.не}^* + Q_g + Q_{не}^* + Q_{вэ} + Q_{n.з}] \times \\ &\times \frac{100 - q_4}{100} \text{ ккал/кг}. \end{aligned} \quad (12-44)$$

Поверхность переходной зоны подсчитывается по формуле

$$H_{n.з} = \frac{B_p}{k_{n.з}} \left(\frac{Q_{n.з}^{исп}}{\Delta t_{n.з}^{исп}} + \frac{Q_{n.з}^{не}}{\Delta t_{n.з}^{не}} \right) \text{ м}^2. \quad (12-45)$$

Количество змеевиков переходной зоны выбирается из условия размещения их в газоходе таким образом, чтобы скорость газов

укладывалась в допустимые пределы (см. гл. 11). Тогда среднюю длину одного змеевика рассчитывают из формулы

$$l = \frac{H_{n.э}}{z_{n.э} \pi d} \text{ м.} \quad (12-46)$$

12-5. РАСЧЕТ ВОДЯНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРА И ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

При конструкторском тепловом расчете котельного агрегата расчет поверхностей нагрева замыкают обычно на водяном экономайзере. Поэтому температуры, а следовательно и энтальпии газов, до и после водяного экономайзера бывают известны и тепловосприятие его подсчитывают по уравнению аналогичному (12-21).

Количество тепла, которое должно быть воспринято в водяном экономайзере, может быть определено из балансового уравнения

$$Q_p \eta_{к.а} = [Q_a + Q_{ш.не} + Q_{ф} + Q_{те} + Q_{с.э}] \frac{100 - q_a}{100} \text{ ккал/кг.} \quad (12-47)$$

Расхождение в величинах, полученных по формулам (12-21) и (12-47), показывают невязку расчета, которая не должна превышать 0,5% от располагаемого тепла Q_p .

При наличии на котле поверхностного пароохладителя с возвратом питательной воды из него в трубопровод перед водяным экономайзером энтальпия пара на входе в водяной экономайзер будет равна:

$$i'_s = i_{n.э} + \Delta i_{n.э} \frac{D_{n.э}}{D_{с.э}} \text{ ккал/кг,} \quad (12-48)$$

а на выходе из него

$$i''_s = i'_s + \frac{B_p Q_{с.э}}{D_{с.э}} \text{ ккал/кг,} \quad (12-49)$$

где $D_{n.э}$ — расход пара через пароохладитель, т/ч;

$D_{с.э}$ — расход воды через водяной экономайзер, т/ч;

$i_{n.э}$ — энтальпия питательной воды, ккал/кг.

Если энтальпия воды на выходе из экономайзера i''_s больше энтальпии воды при температуре кипения i' , то экономайзер полу-

чается кипящего типа с паросодержанием на выходе

$$x_{с.э} = \frac{i''_s - i'}{r} 100\% \quad (12-50)$$

Для кипящего водяного экономайзера расчет тепловосприятий, температурного напора и поверхностей нагрева подогревательной и испарительной частей должен производиться отдельно.

Тепловосприятие подогревательной части кипящего водяного экономайзера будет равно:

$$Q_{с.э}^{под} = \frac{D_{с.э} (i' - i'_s)}{B_p} \text{ ккал/кг,} \quad (12-51)$$

а испарительной части

$$Q_{с.э}^{исп} = \frac{D_{с.э} (i''_s - i')}{B_p} \text{ ккал/кг.} \quad (12-52)$$

Температура газов в области завершения подогрева воды и начала испарения находится по соответствующей энтальпии газов из уравнения

$$I_{с.э}^{пром} = I'_{с.э} - \frac{Q_{с.э}^{исп}}{\varphi} + \frac{\Delta x_{с.э}}{2} V_s^0 c t_{x.э} \text{ ккал/кг.} \quad (12-53)$$

В прямоточных котлах тепловосприятие водяного экономайзера подсчитывается по формуле

$$Q_{с.э} = \frac{D (i' - \Delta i_{нед} - i_{n.э})}{B_p} \text{ ккал/кг,} \quad (12-54)$$

где $\Delta i_{нед}$ — недогрев воды до кипения, ккал/кг, определяется из принятого условия недогрева воды до кипения на 30—40° С.

Общее тепловосприятие воздухоподогревателя при одноступенчатом его выполнении подсчитывается по уравнению

$$Q_{сн} = \left(\alpha_m - \Delta \alpha_m - \Delta \alpha_{n.у} + \frac{\Delta x_{сн}}{2} \right) V_s^0 c \times (t_{2.с} - t'_{x.с}) \text{ ккал/кг,} \quad (12-55)$$

а при двухступенчатой компоновке — для первой ступени

$$Q_{снI} = \left(\alpha_m - \Delta \alpha_m - \Delta \alpha_{n.у} + \Delta x_{снI} + \frac{\Delta \alpha_{снI}}{2} \right) V_s^0 c \times (t_{2.сI} - t'_{x.с}) \text{ ккал/кг,} \quad (12-56)$$

и для второй ступени

$$Q_{снII} = \left(\alpha_m - \Delta \alpha_m - \Delta \alpha_{n.у} + \frac{\Delta \alpha_{снII}}{2} \right) V_s^0 c \times (t_{2.с} - t_{2.сI}) \text{ ккал/кг.} \quad (12-57)$$

При отсутствии подогрева воздуха перед подачей его к воздухоподогревателю температуру холодного воздуха принимают равной 30°C .

В случае применения рециркуляции горячего воздуха общее тепловосприятие воздухоподогревателя остается без изменения, но возрастают объем воздуха и, следовательно, скорость его, а в связи с повышением температуры холодного воздуха перед воздухоподогревателем уменьшается температурный напор.

Расход воздуха через воздухоподогреватель при рециркуляции должен быть увеличен в $(1 - x_{\text{рец}})$ раз, где $x_{\text{рец}}$ — коэффициент рециркуляции, подсчитываемый по формуле

$$x_{\text{рец}} = \frac{t'_{x.s} - t_{x.s}}{t_{z.s} - t'_{x.s}}. \quad (12-58)$$

Здесь $t'_{x.s}$ и $t_{x.s}$ — температура холодного воздуха с учетом и без учета рециркуляции, $^\circ\text{C}$.

При двухступенчатой компоновке воздухоподогревателя температурой горячего воздуха после первой ступени $t_{z.s1}$ приходится задаваться. Рекомендуется принимать ее равной или на $10-15^\circ$ меньше температуры питательной воды, поступающей в первую ступень водяного экономайзера.

Температура газов перед воздухоподогревателем определяется по энтальпии газов, рассчитываемой при одноступенчатой компоновке по уравнению

$$I'_{gn} = I_{yx} + \frac{Q_{gn}}{\varphi} - \Delta\alpha_{gn} V_g^0 c t_{z.s}^{cp} \text{ ккал/кг}, \quad (12-59)$$

а при двухступенчатой компоновке перед первой ступенью

$$I'_{gn} = I_{yx} + \frac{Q_{gn1}}{\varphi} - \Delta\alpha_{gn1} V_g^0 c t_{z.s1}^{cp} \text{ ккал/кг}. \quad (12-60)$$

При расчете второй ступени воздухоподогревателя температурой газов на входе в нее задаются обычно в пределах $470-530^\circ\text{C}$, а температура газов после этой ступени определяется по энтальпии, равной

$$I''_{gn11} = I'_{gn11} - \frac{Q_{gn11}}{\varphi} + \Delta\alpha_{gn11} V_g^0 c t_{z.s11}^{cp} \text{ ккал/кг}. \quad (12-61)$$

Поверхность нагрева воздухоподогревателя рассчитывается по формуле

$$H_{gn} = \frac{B_p Q_{gn}}{k_{gn} \Delta t_{gn}} M^2. \quad (12-62)$$

При двухступенчатой компоновке расчет поверхностей нагрева ведется самостоятельно для каждой ступени.

Высота трубчатого воздухоподогревателя по найденному значению его поверхности нагрева будет равна:

$$h_{gn} = \frac{H_{gn}}{z \pi d_{cp}} \text{ м}, \quad (12-63)$$

где d_{cp} — средний диаметр трубы, м;

z — количество труб, которое подсчитывается для выбранной скорости газов в воздухоподогревателе w_z по следующей формуле:

$$z = \frac{B_p V_z}{3600 \frac{\pi d_{gc}^4}{4} w_z} \frac{t_z^{cp} + 273}{273}. \quad (12-64)$$

Здесь V_z — средний объем газов в воздухоподогревателе, $\text{нм}^3/\text{кг}$.

ГЛАВА ТРИНАДЦАТАЯ

ВНУТРИКОТЛОВАЯ ГИДРОДИНАМИКА

13-1. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ОБОГРЕВАЕМЫХ ТРУБ

В котельном агрегате имеет место движение как однофазного потока (воды или пара), так и двухфазного потока (пароводяной смеси) в параллельно включенных обогреваемых трубах. Движение однофазного потока во всех

конструкциях энергетических котлов является принудительным.

Движение пароводяной смеси в испарительных поверхностях нагрева происходит или за счет внешних сил (котлы с принудительной циркуляцией), или за счет гравитационных сил (котлы с естественной циркуляцией).

Надежная работа поверхностей нагрева определяется температурным режимом металла труб. С повышением температуры прочность стали снижается. Каждая марка стали имеет предельно допустимую температуру, при превышении которой длительная работа без повреждений становится невозможной. Чем больше превышена эта температура, тем скорее произойдет повреждение. Повреждение может произойти и при температурах ниже предельно допустимых, если имеют место систематические колебания температуры стенки трубы. В этом случае возникают дополнительные знакопеременные температурные напряжения, которые при достаточном числе циклов (теплосмен) приводят к усталостным повреждениям.

Надежность работы данной поверхности нагрева определяется надежностью работы всех параллельно включенных труб. Если хотя бы одна труба работает ненадежно, то ненадежна работа и всей поверхности нагрева. Поэтому температурные режимы работы отдельных параллельных труб должны как можно меньше разниться, т. е. возможно больше приближаться к среднему расчетному режиму.

Температура наружной стенки трубы может быть найдена по известным формулам теплопередачи. В случае передачи тепла через плоскую многослойную стенку температура стенки, омываемой газами, выражается в виде:

$$t_{ст}^{нар} = t_{р.м} + q \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right) ^\circ\text{C}. \quad (13-1)$$

При передаче тепла через цилиндрическую многослойную стенку температура ее может быть найдена из выражения

$$t_{ст}^{нар} = t_{р.м} + \frac{q}{\alpha_2} \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + 0,579q \frac{d_{нар}}{\lambda_m} \lg \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{q\delta_n}{\lambda_n} ^\circ\text{C}, \quad (13-2)$$

где α_2 — коэффициент внутренней теплоотдачи, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

δ_m, δ_n — толщина стенки трубы и внутренних загрязнений, м ;

λ_m, λ_n — коэффициент теплопроводности соответственно стенки трубы и внутренних загрязнений, $\text{ккал}/\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

$t_{ст}^{нар}, t_{р.м}$ — температура наружной стенки трубы и рабочего тела, $^\circ\text{C}$;

q — тепловой поток через единицу наружной поверхности, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$.

Для определения температуры стенки трубы часто пользуются соотношением (13-1) вследствие его простоты. В большинстве случаев ошибка, получаемая в результате расчета по формуле (13-1), невелика.

Очевидно, что ошибка тем меньше, чем ближе к единице отношение $\frac{d_{нар}}{d_{вн}}$ и чем больше

коэффициент теплопроводности металла. При расчете температуры стенки трубы, особенно пароперегревателей котлов высокого давления, предпочтение следует отдать формуле (13-2), поскольку ошибка даже в несколько градусов может сильно изменить показатели прочности металла.

Из формул (13-1) и (13-2) следует, что температура стенки трубы данных размеров определяется значениями $t_{р.м}$, q , α_2 и λ . Величина термического сопротивления от внутреннего загрязнения в большинстве случаев пренебрежимо мала, поскольку организация водного режима паровых котлов практически исключает отложения накипи.

С точки зрения работы металла опасной является наиболее высокая температура стенки, которая может быть на участке трубы, имеющей или высокое местное значение $t_{р.м}$ и q , или малое значение α_2 и $\frac{\lambda}{\delta}$. Наиболее

опасным будет неблагоприятное сочетание высоких значений $t_{р.м}$ и q и малых значений α_2 и $\frac{\lambda}{\delta}$. Поэтому при определении надежно-

сти работы труб поверхностей нагрева надо выявить все участки, имеющие наибольшее местное значение температуры стенки.

Тепловая нагрузка q зависит от места расположения поверхности нагрева. Для радиационных поверхностей нагрева пылеугольных топок средняя тепловая нагрузка может изменяться в широких пределах $q_{ср} = (50 - 200) \cdot 10^3 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$.

Наибольшая средняя тепловая нагрузка в области ядра факела при сжигании твердых топлив может достигать $q = (250 - 300) \times 10^3 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$, а при сжигании жидких топлив $q = (500 - 600) \cdot 10^3 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$. Максимальная местная тепловая нагрузка обычно превышает наибольшую среднюю на 25—40%.

В радиационных поверхностях нагрева, вы-

полненных в виде настенных экранов, тепловая нагрузка по периметру трубы распределяется крайне неравномерно. Лобовая поверхность имеет наибольшее тепловосприятие, а тыловая часть получает сравнительно небольшое количество тепла от обратного излучения обмуровки.

Соответственно изменяется по периметру трубы температура стенки. Благодаря температурному градиенту имеет место переток тепла от лобовой к тыльной стороне трубы. Величина снижения тепловой нагрузки лобовой стороны учитывается коэффициентом растечки тепла k_p . Поэтому действительная тепловая нагрузка равна $q = q_{расч} k_p$. Численно коэффициент растечки меньше единицы и растет с увеличением отношения $\frac{d_{вн} \alpha_2}{\lambda_m}$ и шага труб (см. гл. 18).

Средняя тепловая нагрузка двухсветных экранов, рассчитанная на полный периметр трубы, примерно вдвое выше, чем при настенном экранировании, хотя местная тепловая нагрузка лишь немного больше, чем при настенном экранировании.

В конвективных поверхностях нагрева тепловая нагрузка редко превышает $(50—75) \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$, причем в поверхностях нагрева, удаленных от топки, она снижается до $(2—10) \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$.

Коэффициент теплопроводности металла λ зависит от химического состава стали и температуры. При умеренных температурах теплопроводность углеродистых сталей в 3—4 раза превышает теплопроводность высоколегированных. С повышением температуры теплопроводность углеродистых сталей падает, а высоколегированных растет. При температуре около 900°C теплопроводность всех сталей становится равной. В диапазоне температур $500—600^\circ \text{C}$, характерных для пароперегревателя, теплопроводность высоколегированных сталей в 1,5—2 раза ниже, чем углеродистых.

Коэффициент внутренней теплоотдачи при движении однофазного потока (воды, пара) в трубах определяется по формуле

$$\alpha_2 = 0,24 B \frac{(\gamma w)^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}}, \quad (13-3)$$

где $B = \left(\frac{c_p}{\mu}\right)^{0,4} \lambda^{0,6}$ — коэффициент, зависящий от рода вещества и температуры. Физические параметры относятся к температуре потока.

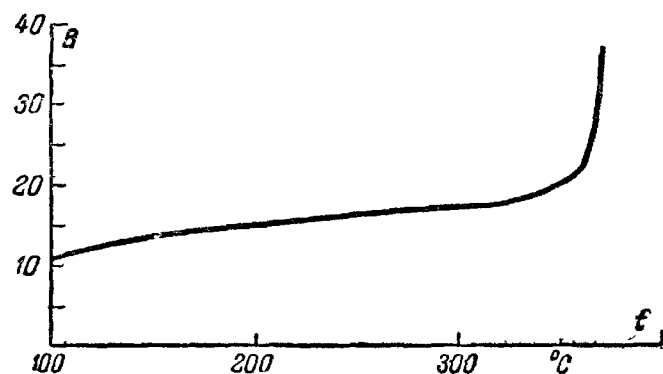


Рис. 13-1. Зависимость коэффициента B от температуры воды.

По сравнению с формулой (11-9) в формуле (13-3) не учтена поправка на длину канала (т. е. принято $C_l = 1$), поскольку длина труб поверхности нагрева намного превышает величину $50d$. При определении α_2 на входном (нестабилизованном) участке это дает некоторый запас в определении температуры стенки.

Из формулы (13-3) следует, что коэффициент теплоотдачи прямо пропорционален весовой скорости в степени 0,8. Таким образом, технически целесообразный коэффициент внутренней теплоотдачи можно получить увеличением весовой скорости.

Коэффициент B , характеризующий физические параметры, для воды меняется в зависимости от температуры и давления. На рис. 13-1 дана зависимость коэффициента B от температуры для воды на линии насыщения.

Для пара имеет место более значительное изменение коэффициента B от температуры и давления (рис. 13-2). По мере приближения к критическому значению параметров пара этот коэффициент значительно возрастает. В области, далекой от линии насыщения, коэффициент B зависит от давления и температуры значительно меньше.

В околокритической области физические параметры пара сильно зависят от температуры. Расчет коэффициента теплоотдачи по формуле (13-3) в этом случае внесет значительную погрешность ввиду большой разницы в значениях физических констант, определяемых по температуре стенки и температуре потока.

В этих случаях более точное значение получается из формулы З. Л. Миропольского, учитывающей разницу в величине физических констант, входящих в критерий Pr :

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr_{мин}^{0,8}. \quad (13-4)$$

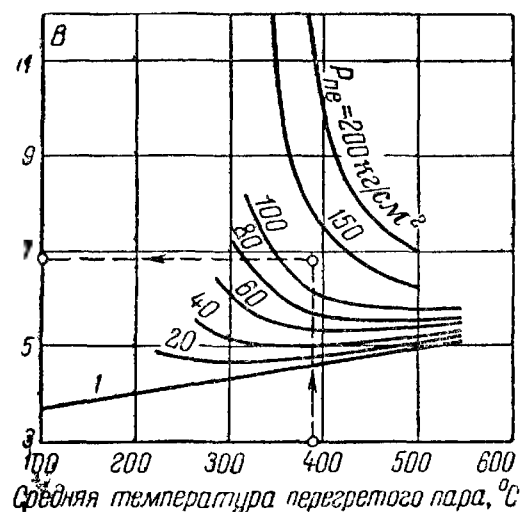


Рис. 13-2. Зависимость коэффициента B от температуры пара.

В этой формуле физические константы, входящие в критерии Nu и Re , подсчитываются по средней температуре потока; физические константы, входящие в критерий $Pr_{мич}$, подсчитываются по температуре потока, если $Pr_{пот} < Pr_{ст}$, или по температуре стенки, если $Pr_{пот} > Pr_{ст}$.

При движении кипящей воды по трубам коэффициент внутренней теплоотдачи обычно велик [порядка $(10-50) \cdot 10^3$ ккал/м² и град], причем с увеличением q растет вплоть до достижения критической нагрузки $q_{кр}$. Поэтому температура стенки трубы близка к температуре среды (температуре кипения). Только в некоторых случаях, связанных с особыми режимами движения двухфазного потока, местный коэффициент внутренней теплоотдачи может значительно понизиться. Такие режимы движения двухфазного потока связаны с нарушением непрерывного омывания стенки трубы водой и являются ненадежными.

13-2. ЗАКОНОМЕРНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА

Существуют два вида режима движения двухфазного потока: напорное движение и барботаж газа через слой жидкости. Характерной особенностью напорного движения является наличие определенного расхода обеих фаз по направлению движения потока. При барботаже (пропуске) газа через слой жидкости средний расход жидкой фазы через сечение равен нулю.

Напорные режимы движения потока осуществляются в результате действия внешнего перепада давления, который может созда-

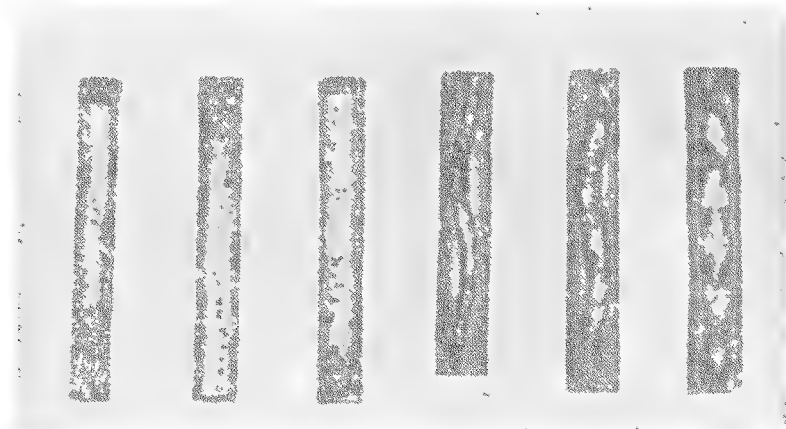


Рис. 13-3. Фотография движения пароводяной смеси в вертикальных трубах.

ваться как за счет напора насоса, так и за счет перепада давления, создаваемого при естественной циркуляции.

При движении пароводяной смеси по обогреваемым трубам происходит нарастание паросодержания. В зависимости от паросодержания паровые пузыри движутся или отдельно, или сливаются в более крупные, занимающие большую или меньшую часть трубы, как это видно из рис. 13-3, на котором даны фотографии движения пароводяного потока. Границы раздела фаз являются подвижными, но при этом в установившемся режиме статистически через каждое сечение проходит определенное количество воды и пара. Средние значения скорости воды и пара (усредненные по сечению трубы и времени) не равны между собой и зависят от величины паросодержания, расхода пароводяной смеси, направления потока и положения трубы. При горизонтальном и наклонном расположении трубы в результате действия силы тяжести вода стремится сместиться к нижней образующей трубы.

Для определения структуры потока (распределения фаз и скорости по сечению трубы) надо знать характеристики потока, определяющие весовой и объемный расходы отдельных фаз.

Весовые характеристики двухфазного потока

По условию сплошности в установившемся режиме через каждое сечение обогреваемой трубы в единицу времени проходит постоянное весовое количество пароводяной смеси, равное весовому расходу воды, поступившей в трубу, G_0 :

$$G_0 = G_n + G_g = G_{см} \text{ кг/сек}, \quad (13-5)$$

где G_n, G_s, G_{cm} — весовой расход пара, воды и смеси в сечении трубы, $кг/сек$.

Суммарное количество тепла, переносимого пароводяной смесью через сечение трубы в единицу времени, равно:

$$G_0 i = G_s i' + G_n (i' + r). \quad (13-6)$$

Поделив обе части на G_0 , получим:

$$i = \frac{i' (G_s + G_n)}{G_0} + r \frac{G_n}{G_0} = i' + r x, \quad (13-7)$$

где x — весовая сухость пара. Таким образом, весовой состав пароводяной смеси можно характеризовать любой парой из следующих величин: G_0, G_n, G_s, x .

Совершенно естественно, что эти параметры характеризуют лишь мощность потока, а также процентное содержание воды и пара и непосредственно не могут характеризовать режимы движения потока.

В большинстве задач удобнее пользоваться не величинами весовых расходов, а так называемыми приведенными скоростями пара и воды. Приведенной называется скорость, которую имел бы пар или вода, если бы каждая фаза занимала все сечение трубы. В соответствии с формулировкой приведенные скорости воды w_0' и пара w_0'' выражаются так:

$$w_0' = \frac{G_s}{f \gamma'}; \quad w_0'' = \frac{G_n}{f \gamma''}. \quad (13-8)$$

Величина

$$w_0 = \frac{G_{cm}}{f \gamma'}, \quad (13-9)$$

называемая скоростью циркуляции, означает, какую скорость имела бы вода в данном сечении тракта, если бы она проходила через трубу с таким же весовым расходом, что и пароводяная смесь.

Скорость циркуляции может совпадать с реальной скоростью воды на входе в трубу

$$w_{ex} = \frac{G_0}{f_{ex} \gamma'}, \quad (13-10)$$

если сечение трубы одинаково по ее длине, так как $G_0 = G_{cm}$. Из последнего также вытекает, что весовая скорость $w_0 \gamma' = w_{cm} \gamma_{cm} = \text{const}$. По длине обогреваемой трубы значения приведенной скорости пара и воды изменяются, причем соотношение между ними при $f = \text{const}$ выражается уравнением, полученным из выражений (13-5), (13-8) и (13-9):

$$w_0 = w_0' + w_0'' \frac{\gamma''}{\gamma'}. \quad (13-11)$$

Весовая сухость пароводяной смеси также легко выражается через значения приведенных скоростей:

$$x = \frac{G_n}{G_0} = \frac{w_0'' \gamma''}{w_0 \gamma'}. \quad (13-12)$$

Следует еще раз обратить внимание на то, что введенные величины w_0'' , w_0' , w_0 непосредственно не характеризуют распределение жидкости по сечению трубы, а лишь определяют ее расходные параметры.

Соотношение между весовым расходом воды и пара зависит от количества воды, поступившей в виток, интенсивности обогрева и длины обогреваемого участка (рис. 13-4).

Из уравнения энергетического баланса следует:

$$\int_{i'}^i G_0 di = \int_{l_{mз}}^l q_l dl, \quad (13-13)$$

где i — энтальпия пароводяной смеси в данном сечении тракта, $ккал/кг$;

i' — энтальпия воды при температуре кипения, $ккал/кг$;

q_l — удельная тепловая нагрузка погонного метра трубы, $ккал/м \cdot сек$;

$l_{mз}$, l — расстояние до точки закипания и заданного сечения, $м$.

При постоянной интенсивности обогрева ($q_l = \text{const}$) это соотношение упрощается:

$$G_0 (i - i') = q_l (l - l_{mз}). \quad (13-14)$$

Этим соотношением можно пользоваться и при произвольном законе изменения теплоприятия по длине витка. В этом случае за q_l надо брать среднюю величину обогрева на данном участке трубы.

Из уравнения (13-14) легко получается энтальпия пароводяной смеси в данном сечении обогреваемой трубы

$$i = i' + \frac{q_l (l - l_{mз})}{w_0 \gamma'}. \quad (13-15)$$

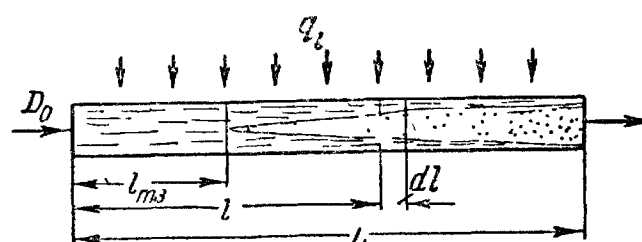


Рис. 13-4. Схема пароводяющей трубы.

Таким образом, зная интенсивность обогрева по длине трубы, можно определить для данного расхода воды энтальпию смеси, сухость пара и приведенные скорости воды и пара в любом сечении тракта.

Объемные характеристики двухфазного потока

В общем случае средние скорости пара и воды не равны между собой. При подъемном и горизонтальном движении обычно средняя скорость пара больше, а при опускном движении меньше, чем средняя скорость воды.

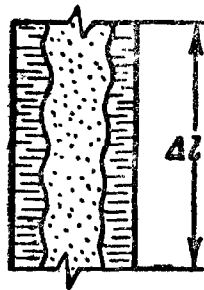


Рис. 13-5. Распределение пароводяной смеси по сечению трубы.

Распределение пароводяной смеси по сечению трубы показано на рис. 13-5. При этом объем трубы условно разграничен на два: по одному проходит вода, а по другому пар. Такое разграничение проведено по усредненным (по времени и сечению) значениям объемных расходов пара и воды. Часть сечения трубы, занимаемая паром, обозначается через f_n , а водой через f_s .

Из геометрических соображений непосредственно вытекает, что

$$f_n + f_s = f. \quad (13-16)$$

Обозначим долю сечения, занимаемую паром, через φ , тогда по определению

$$\varphi = \frac{f_n}{f}. \quad (13-17)$$

Объемный расход пара и воды определяется из соответствующих значений весовых расходов:

$$V_n = \frac{G_n}{\gamma''} = w_0'' f \text{ м}^3/\text{сек}; \quad V_s = \frac{G_s}{\gamma'} = w_0' f \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (13-18)$$

Используя (13-18), можно определить усредненные значения действительной скорости воды и пара, выраженные через расходные характеристики w_0' , w_0'' и φ :

$$w_n^0 = \frac{V_n}{f_n} = \frac{w_0''}{\varphi}; \quad w_s^0 = \frac{w_0'}{1 - \varphi}. \quad (13-19)$$

Путем преобразования уравнения (13-19) получим:

$$\varphi = \frac{w_0''}{w_n^0}; \quad \varphi = 1 - \frac{w_0'}{w_s^0}. \quad (13-20)$$

Из уравнений (13-19) и (13-20) вытекает, что действительные значения скорости воды и пара связаны с величиной доли сечения, занятой паром. Так, например, при одном и том же весовом расходе смеси с увеличением скорости пара φ падает, а с уменьшением скорости растет.

По известному значению φ можно также подсчитать действительный (напорный) удельный вес смеси, который определяется отношением веса смеси к ее объему:

$$\gamma_{см}^0 = \frac{(f_n \gamma'' + f_s \gamma') \Delta l}{f \Delta l}. \quad (13-21)$$

После преобразования получим:

$$\gamma_{см}^0 = \gamma' - \varphi (\gamma' - \gamma''). \quad (13-22)$$

Используя уравнения (13-22) и сплошности (13-5), определим значение действительной скорости смеси:

$$w_{см}^0 = \frac{w_0 \gamma'}{\gamma' - \varphi (\gamma' - \gamma'')}. \quad (13-23)$$

Введенная выше характеристика φ вместе с расходными параметрами однозначно определяет усредненные значения скорости воды и пара и удельного веса смеси в каждом сечении трубы, поэтому задачей экспериментального изучения закономерностей движения двухфазных смесей является определение φ при различных параметрах потока.

При проведении некоторых расчетов представляется возможным принять условие равенства средних скоростей пара и воды. Это позволяет получить приближенные значения удельного веса и скорости смеси, которыми можно пользоваться в практических расчетах, когда скорости фаз различаются мало. Наряду с этим при таком подходе получаются параметры, через которые удобно выразить характеристики потока (φ и др.) для случая с неравными значениями скоростей фаз.

При равенстве скоростей пара и воды отношение доли сечения, занятого паром, к общему принимает вполне определенное значение, называемое расходным паросодержанием β . Таким образом, $\varphi = \beta$ при условии $w_n = w_s$, причем β может быть определено из уравнения (13-19), если приравнять скорости пара и воды:

$$\beta = \frac{w_0''}{w_0' + w_0''}. \quad (13-24)$$

После подстановки в (13-24) значения w_0' из уравнения (13-11) окончательно имеем:

$$\beta = \frac{w_0''}{w_0 + w_0'' \left(\frac{\gamma' - \gamma''}{\gamma'} \right)}. \quad (13-25)$$

Следовательно, характеристика β зависит только от расходных параметров (приведенных скоростей пара и воды). Соответственно удельный вес и скорость смеси при равенстве скоростей фаз могут быть получены из уравнений (13-22) и (13-23) при подстановке вместо φ значения β из уравнения (13-25):

$$\gamma_{см} = \frac{w_0 \gamma'}{w_0 + w_0'' \left(\frac{\gamma' - \gamma''}{\gamma'} \right)} \quad (13-26)$$

$$w_{см} = w_0 + w_0'' \left(\frac{\gamma' - \gamma''}{\gamma'} \right). \quad (13-27)$$

Сопоставляя значения φ из (13-20) и β из (13-25) и (13-27), получим:

$$\varphi = \beta \frac{w_{см}}{w_n^d}. \quad (13-28)$$

Следовательно, мерой отклонения реального потока от принятого при равенстве скоростей фаз служит отношение скорости смеси, подсчитанной при этом условии, к действительной скорости пара. В дальнейшем будет показано, что существует функциональная связь между φ и β .

Механизм движения двухфазного потока

Всякое движение реальной жидкости в трубах характеризуется определенным полем скоростей. Благодаря проявлению сил вязкости скорость изменяется по сечению трубы плавно. При этом градиент скорости максимален у стенки трубы и уменьшается по мере приближения к центру, где он равен нулю. Как известно из гидродинамики, профиль скорости при изотермическом режиме определяется значением критерия Re .

При неизотермическом течении однофазной среды на профиль скорости, кроме критерия Re , оказывает влияние температурный градиент в жидкости и направление движения потока — восходящее или нисходящее (рис. 13-6, а).

Как видно из рис. 13-6, а, при подъемном движении охлаждаемой жидкости профиль

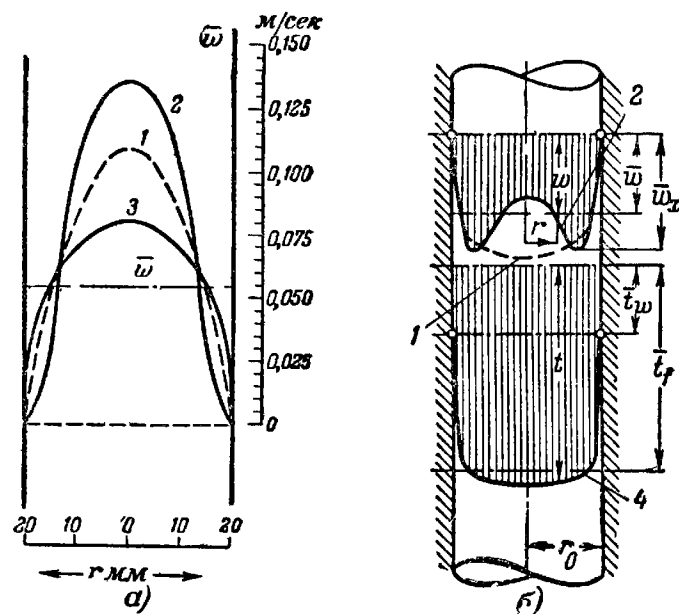


Рис. 13.6. Распределение скорости в трубе при ламинарном и турбулентном режиме.

а — ламинарный режим — подъемное движение; б — турбулентный режим — опускное движение; 1 — изотермическое движение; 2 — охлаждение; 3 — нагревание жидкости; 4 — изменение температуры среды.

скорости становится более вытянутым по сравнению с изотермическим движением. При этом наибольшую скорость имеет более нагретая часть жидкости, находящаяся в середине трубы.

При опускном движении (рис. 13-6, б) слой жидкости с большим удельным объемом вследствие более высокой температуры находятся в центре и тормозят движение.

Таким образом, при подъемном движении более легкая часть жидкости обгоняет основной поток, а при опускном движении отстает от него. Это является справедливым как для ламинарного, так и турбулентного режимов движения.

Естественно, что двухфазный поток имеет по форме подобный характер изменения скорости по сечению трубы. Скорость у стенки трубы равна нулю, а средняя скорость отлична от нуля, следовательно, градиент скорости должен, по крайней мере, в одной точке обращаться в нуль или подобно неизотермическому движению однофазного потока на кривой распределения скорости могут быть три экстремальные точки (рис. 13-6).

В двухфазном потоке поле скоростей не определяет полностью вид и характер движения. Как и в изотермическом однофазном потоке, дополнительно надо знать распределение плотности (фаз) по сечению трубы, т. е. структуру потока.

Усредненные во времени объемы пара и воды распределяются по сечению трубы в об-

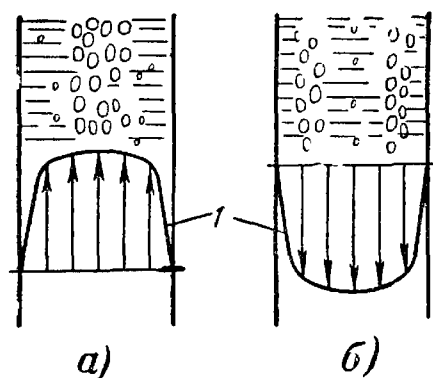


Рис. 13-7. Распределение паровой фазы при движении в вертикальных трубах.

а — подъемное; б — опускное;
l — поле скоростей.

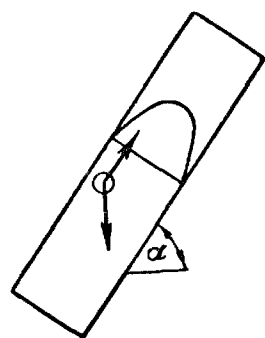


Рис. 13-8. Схема сил, действующих на объем пара в потоке пароводяной смеси.

шем случае неравномерно, поэтому средняя скорость пара будет больше или меньше скорости воды, в зависимости от того, где преимущественно будут находиться паровые (газовые) пузыри. Если, например, при подъемном движении в вертикальной трубе по аналогии с движением охлаждаемой жидкости более легкая часть жидкости — паровые пузыри — будет преимущественно находиться в центре трубы, то, следовательно, средняя скорость паровой фазы будет больше, чем средняя скорость воды (рис. 13-7).

При опускном движении пароводяной смеси газовые пузыри могут находиться в виде парового кольца, расположенного ближе к периферийной области трубы (рис. 13-7). В этом случае их средняя скорость будет меньше, чем средняя скорость воды.

На распределение фаз по сечению трубы естественно влияет наклон трубы. В вертикальных трубах поток будет осесимметричным, в горизонтальных и наклонных — несимметричным вследствие проявления силы тяжести, которая стремится тяжелую фазу (воду) осадить на нижнюю образующую трубы.

Знание структуры потока нужно не только для определения усредненных действительных характеристик потока, удельного веса, скорости смеси и др., но в большей степени для нахождения условий надежного охлаждения стенки трубы.

Существующие теоретические решения о движении двухфазного потока позволяют лишь выявить движущие силы потока и качественно судить о распределении пара и воды по сечению трубы.

Движущие силы в двухфазном потоке, как было показано А. В. Курбатовым, могут быть получены из анализа балан-

са сил, действующих на выделенный объем жидкости. На произвольный объем пароводяной смеси, включающий в себя паровой пузырь (рис. 13-8), с одной стороны, действует сила тяжести,

$$P = \gamma'' \Delta v, \quad (13-29)$$

с другой стороны, на его поверхность действуют силы давления, которые подсчитываются как интеграл нормальных давлений, взятых по полной поверхности этого объема. Для парожидкостного потока интеграл нормальных давлений равен:

$$\left(\gamma_{см} - \frac{\partial p}{\partial l} \right) \Delta v, \quad (13-30)$$

где $\frac{\partial p}{\partial l}$ — градиент гидравлических потерь напора.

При подъемном движении сила тяжести направлена против потока, а сила давления — в направлении потока.

Сумма этих сил дает движущую силу пузыря

$$\bar{A} = \gamma'' \Delta v - \left(\gamma_{см} - \frac{\partial p}{\partial l} \right) \Delta v. \quad (13-31)$$

Удельная движущая сила, действующая в направлении потока, равна:

$$B_a = \frac{\bar{A}}{\Delta v} = (\gamma_{см} - \gamma'') \sin \alpha + \frac{\partial p}{\partial l}. \quad (13-32)$$

В вертикальном потоке ($\sin \alpha = 1$) движущая сила пузыря имеет наибольшее значение и действует в направлении потока. В горизонтальной трубе влияние силы тяжести исключается и движущая сила пузыря обуславливается лишь гидравлическим сопротивлением. При опускном движении первый член правой части уравнения отрицательный. Здесь, таким образом, гравитационная сила замедляет движение пузырей относительно потока пароводяной смеси.

При движении жидкости по трубам наибольший градиент скорости имеет место в периферийной области вблизи стенки трубы. Если паровой пузырь попал в эту область, то на него наряду с движущей силой будет действовать подъемная сила, аналогичная подъемной силе Жуковского, которая всегда направлена в сторону повышенных скоростей жидкости, т. е. от периферии к центру трубы. Кроме того, на разные части пузыря поток оказывает сжимающее воздействие. Одна часть пузыря имеет большую скорость относительного движения в жидкости, и она, следовательно, испытывает большее сопротивление,

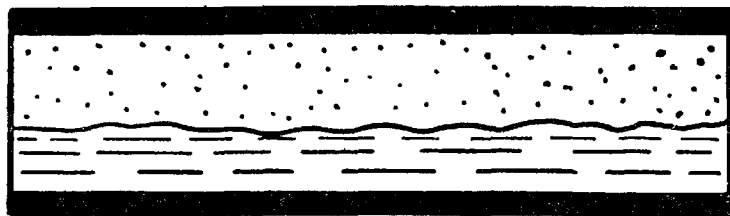


Рис. 13-9. Расслоенный режим течения пароводяной смеси.

чем другая; это приводит к тому, что пузырь начинает вращаться. В результате пузырь будет перемещаться туда, где действие жидкостного потока на него будет минимальным.

В подъемных потоках паровые пузыри ускоряют поток, поэтому как аэродинамическая, так и сила скашивания направлены в центр потока. Таким образом, при подъемном движении центральная часть потока будет более сильно насыщена газовыми пузырями.

При опускном движении $B_a < 0$ и паровые пузыри тормозят поток. Поэтому их относительная скорость будет меньше у периферии трубы. Следовательно, в этом случае аэродинамическая сила заставляет пузырь перемещаться к центру, а сила скашивания к периферии. В результате совместного действия этих сил наиболее насыщенной пузырями частью потока становится кольцевой слой между центральной частью и стенкой.

В горизонтальном потоке действия аэродинамической и скашивающей силы направлены в центр потока. Этим объясняется, что и в горизонтальном потоке паровые пузыри движутся преимущественно в центре трубы. Однако в горизонтальной трубе в направлении, перпендикулярном движению потока, действуют также гравитационные силы, которые стремятся осадить более тяжелую фазу на нижнюю образующую трубы — сделать поток расслоенным. Очевидно, что от соотношения подъемных и гравитационных сил будет зависеть распределение фаз по сечению трубы; чем больше скорость потока, тем больше подъемная сила, тем более насыщена центральная часть пузырями пара и поток приближается к осесимметричному. С уменьшением скорости потока степень отклонения от симметрии усиливается. Вода в большей мере начинает концентрироваться в области нижней образующей трубы. Наконец, при малых скоростях потока действие гравитационных сил оказывается преобладающим и наступает расслоенный режим движения потока: пар течет

в верхней части трубы, а вода в нижней (рис. 13-9).

Таким образом, рассмотрение движущих сил в направлении потока и перпендикулярно ему позволили качественно объяснить возможную структуру потока и представить качественно границы перехода одного режима в другой. Более детальное рассмотрение структуры потока и нахождение количественных связей могут быть сделаны на основе экспериментальных данных.

Экспериментальные данные по режиму движения двухфазного потока

Визуальные наблюдения и киносъемки движущегося потока в трубах позволили обнаружить четыре основных режима движения пароводяной смеси в вертикальных трубах: пузырьчатый, снарядный, стержневой и эмульсионный (рис. 13-10).

При малом паросодержании пар движется преимущественно по центру трубы в виде цепочек. С увеличением паросодержания паровые пузыри начинают сливаться в более крупные, занимающие всю центральную часть. Это — так называемый снарядный вид движения пароводяной смеси, причем отдельные снарядообразные пузыри пара разделены прослойкой воды, в которой движутся единичные небольшие пузыри пара. При дальнейшем увеличении паросодержания снарядный режим переходит в стержневой. В нем по-прежнему влага движется по стенке трубы, а паровые пузыри с отдельными каплями воды — по центру. Наконец, при еще большем увеличении паросодержания поток становится эмульсионным — капли влаги более или менее равномерно распределены по сечению трубы.

Снарядный режим не является устойчивым, и при больших давлениях он не имеет

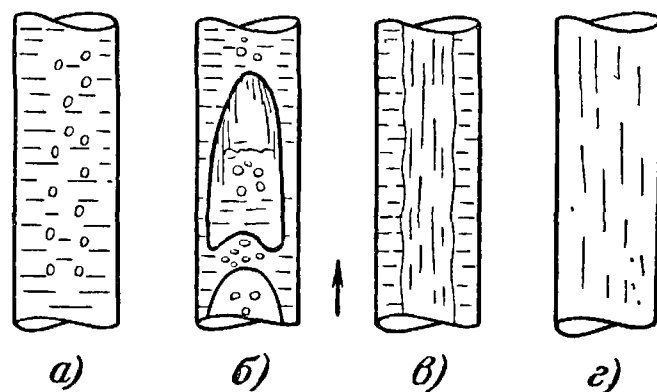


Рис. 13-10. Структура потока движения двухфазных смесей.

а — пузырьчатый; б — снарядный; в — стержневой; г — эмульсионный.

места. Уже при 30 ат снарядный режим переходит в смешанный снарядно-пузырчатый. Размер снарядных пузырей уменьшается, толщина прослойки с распределенными по центру пузырями пара увеличивается. При давлении выше 100 ат снарядный режим не наблюдается вообще. Движение отдельных цепочек в центре трубы с увеличением паросодержания сразу переходит в стержневой режим.

В первых трех режимах, существующих в области изменения расходного паросодержания $\beta=0-0,95$, имеет место преимущественное распределение паровых пузырей в центре трубы. При значительных скоростях смеси и паросодержаниях, отвечающих значению $\beta>0,90$, жидкая фаза достаточно равномерно распределена по сечению трубы, и следовательно, при этом средние скорости пара и воды примерно равны. В этом случае внутренняя стенка трубы лишь частично смочена водой.

В горизонтальных трубах при больших скоростях имеет место та же структура потока, что и в вертикальных трубах. Однако с уменьшением скорости поток становится менее симметричным. И наконец, при малых скоростях и малых паросодержаниях он переходит в расслоенный режим. При данном давлении переход с одного режима на другой зависит от значения двух параметров (β и w_0).

Для вертикальных и горизонтальных труб (исключая расслоенный режим течения) А. А. Арманом установлена простая связь между долей сечения, занятого паром, и объемным расходным паросодержанием β (рис. 13-11). Как видно из кривых рис. 13-11, до паросодержаний $\beta=0-0,9$ имеет место линейная зависимость между φ и β :

$$\varphi = c\beta, \quad (13-33)$$

где c — коэффициент пропорциональности, зависящий от физических свойств жидкости.

При достаточно больших скоростях циркуляции коэффициент пропорциональности зависит только от давления. По опытным данным ВТИ коэффициент c до давления 75 ата имеет постоянное значение, равное 0,8; с дальнейшим повышением давления он возрастает, так что при $p=110$ ата $c=0,89$; при $p=125$ ата $c=0,92$; при $p=175$ ата $c=0,95$ и при $p=200$ ата $c=0,97$. Наконец, при критическом давлении $c=1$.

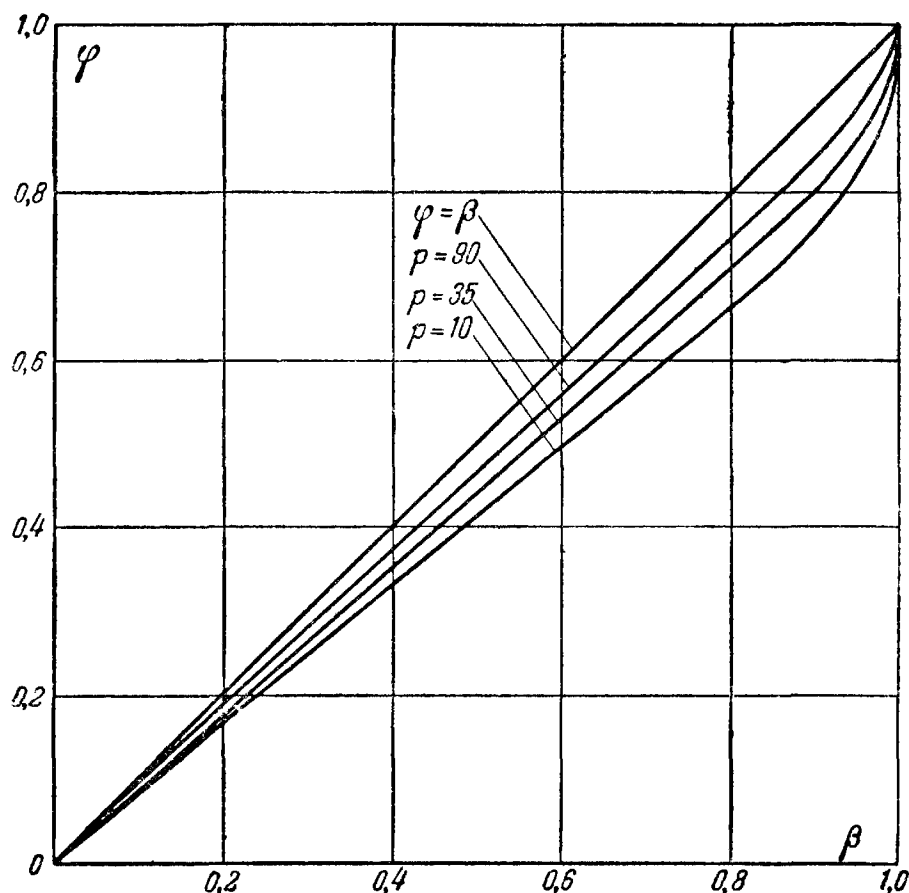


Рис. 13-11. Зависимость доли сечения, занятого паром, от объемного паросодержания.

При малых скоростях смеси этот коэффициент зависит как от давления, так и скорости смеси $c=f(p, w_{см})$.

С увеличением паросодержания $\beta>0,9$ величины φ и β стремятся к единице. В этой области паросодержаний значение φ может быть линейно интерполировано от величины φ , отвечающей значению $\beta=0,9$ до $\varphi=1$.

Расслоенный режим течения парожидкостного потока. Расслоенный режим движения пароводяной смеси может существовать при определенных значениях скорости потока и содержания воды и пара в нем. Для воздуховодяных смесей граничная кривая, построенная по экспериментальным данным, приведена на рис. 13-12. Область, лежащая выше этой кривой, отвечает режимам с расслоенным течением газожидкостного потока. Нижняя область относится к режимам, характеризующимся наличием водяной пленки по всему периметру трубы. Граничная кривая построена в координатах расходного объемного паросодержания β и скорости смеси $w_{см}$, подсчитанной без учета относительной скорости пара.

С повышением давления область существования расслоенного режима расширяется (рис. 13-13 — по данным ЭНИН).

В этих же координатах построены линии постоянной приведенной скорости воды w_0 , значения которых выбраны так, чтобы граничная кривая находилась внутри их. Как следует из рис. 13-13, с повышением давления расслоение наступает при большой приведенной скорости воды.

В обогреваемый виток прямоточного котла входит вода с определенной весовой скоростью w_0 . По мере движения по витку вода превращается в пар. Если обогрев по длине витка постоянный, то сухость пара изменяется в нем по длине по закону прямой линии, а объемная сухость пара по кривой, выраженной формулой (13-25). На рис. 13-14 схематически показаны обогреваемый виток с кривыми изменения сухости пара и объемного расходного паросодержания по его длине. Вертикальные прямые, отвечающие определенному значению весовой скорости, проведены так, что область расслоенного режима лежит справа от них в сторону больших значения β . Из рис. 13-13 видно, что при весовой скорости $w_0 = 280 \text{ кг/сек} \cdot \text{м}^2$ расслоенный режим движения имеет место при $x > 0,2$ ($\beta = 0,7$). Если весовую скорость увеличивать, например, до $400 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$, то расслоение будет иметь место только в области $x > 0,4$ ($\beta > 0,88$). И наконец, при $w_0 \geq 700 \text{ кг/сек} \cdot \text{м}^2$ расслоение не имеет места при всех значениях сухости пара. Конкретные значения весовой скорости и β взяты из граничной кривой для давления 120 ат по рис. 13-13. Для пониженного давления 40 ат расслоение отсутствует во всем диапазоне сухости пара, если $w_0 \geq 250 \text{ кг/сек} \cdot \text{м}^2$. С повышением давления, наоборот, предельное значение весовой скорости растет и при давлении 180 ат превышает $1200 \text{ кг/сек} \cdot \text{м}^2$.

На рис. 13-15 дана кривая изменения предельной весовой скорости от давления, при которой отсутствует расслоение в области $\beta = 0 \div 0,95$.

Таким образом, избежать существования расслоенного режима можно увеличением весовой скорости пароводяной смеси.

С увеличением угла наклона к горизонту границы существования расслоенного режима сужаются. При наклоне трубы к горизонту под углом $\geq 10^\circ$ расслоение отсутствует почти во всем диапазоне скоростей циркуляции и паросодержаний потока.

С увеличением сухости пара и его скорости пленка воды, текущая по стенке трубы, утоняется, а доля воды, находящаяся в центре

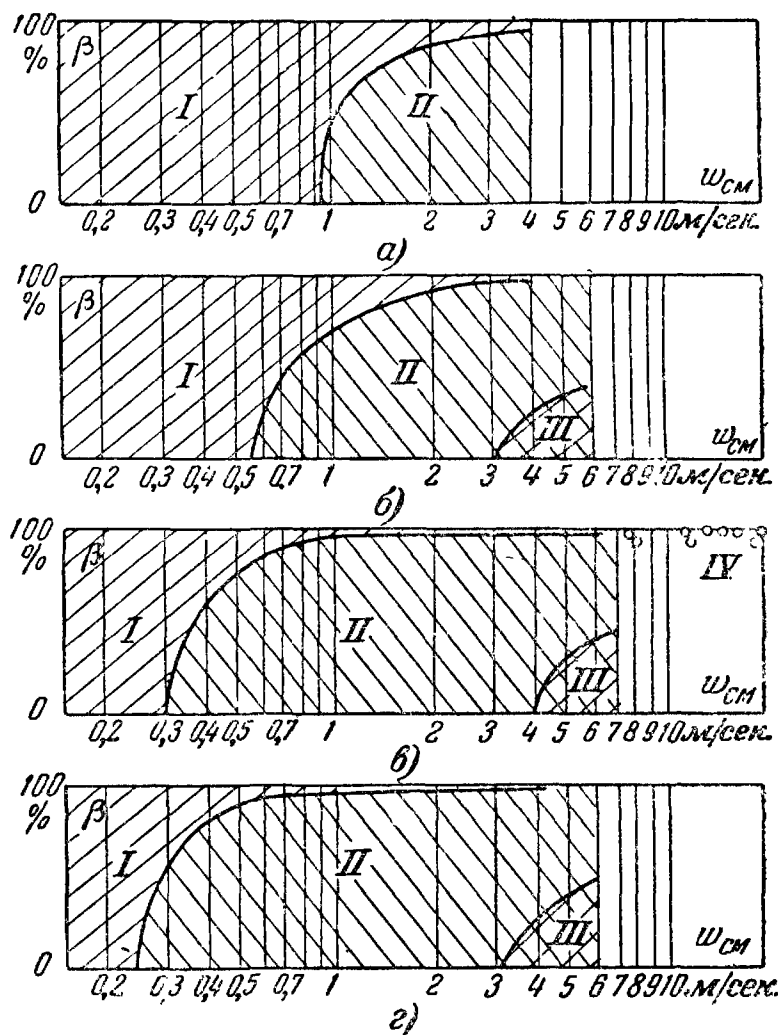


Рис. 13-12. Область существования расслоенного режима движения воздуховодяных смесей. I, II, III — режимы течения соответственно: расслоенный, снарядный, эмульсионный.

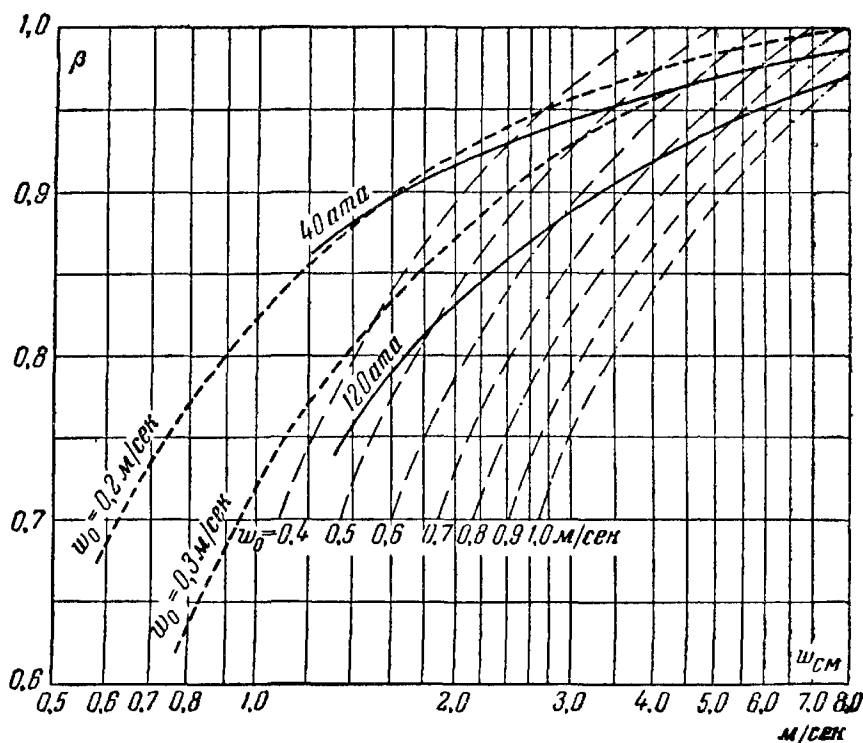


Рис. 13-13. Область существования расслоенного режима движения пароводяных смесей (пунктирные линии для $p = 40 \text{ атм}$, штрих-пунктирные для $p = 120 \text{ атм}$).

трубы, увеличивается. Значение скорости пара, при которой происходит резкое утонение пленки, часто называемое критическим $w_{кр}$, можно приближенно получить из баланса сил, действующих на пленку жидкости. На нее воздействует поток пара, который стремится сорвать пленку, а ему противодействует сила поверхностного натяжения, которая стре-

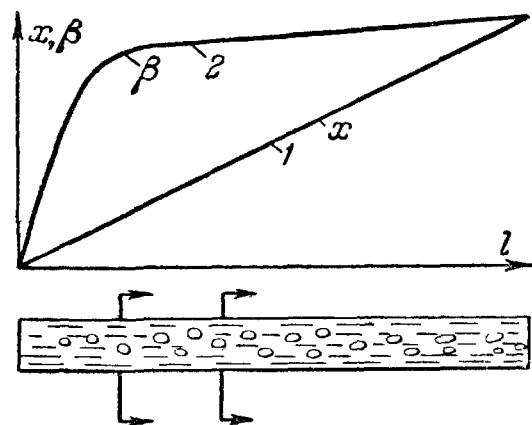


Рис. 13-14. Изменение сухости пара по длине обогреваемой трубы.

1 — весовая; 2 — объемная сухость пара.

мится удержать пленку. Сила воздействия потока пропорциональна динамическому напору и поверхности пленки F м²:

$$N_{ном} = \frac{k_1 \gamma'' w^2 F}{2g}, \quad (13-34)$$

а сила поверхностного натяжения пропорциональна коэффициенту поверхностного натяжения σ кг/м и периметру пленки S м:

$$N_{\sigma} = \sigma S. \quad (13-34a)$$

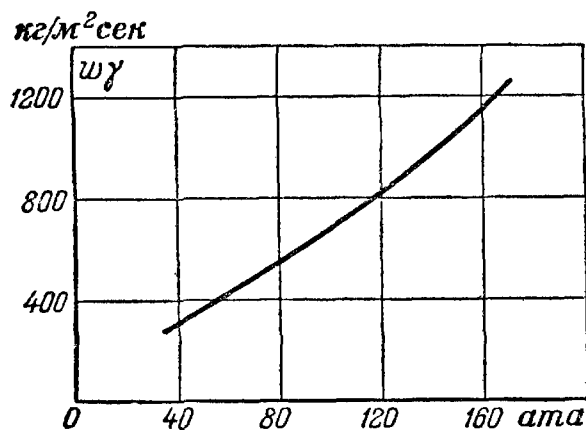


Рис. 13-15. Минимальное значение весовой скорости пара, при которой отсутствует расслоение в области $\beta = 0 - 0,95$.

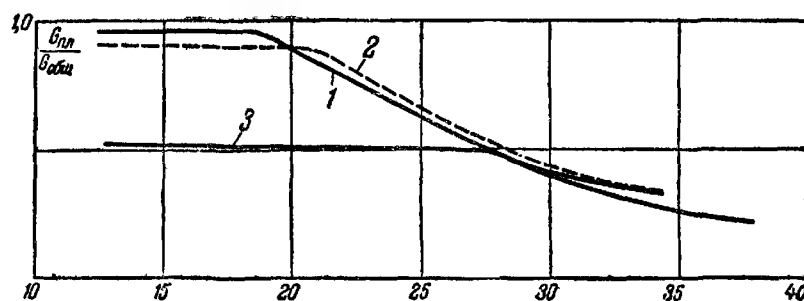


Рис. 13-16. Распределение влаги между стенкой и потоком в зависимости от скорости смеси (по Н. А. Можарову).

1 — $(1-x)=0,10$; 2 — $(1-x)=0,05$; 3 — $(1-x)=0,02$.

При превышении силы воздействия потока над силами поверхностного натяжения пленка срывается. Это условие записывается в виде:

$$k_1 \frac{\gamma'' w_{кр}^2}{2g} F \geq \sigma S. \quad (13-35)$$

После преобразований получается формула Л. К. Рамзина, определяющая величину критической скорости срыва пленки:

$$w_{кр} = k \sqrt{\frac{\sigma}{\gamma''}}, \quad (13-36)$$

где $k = 760 \text{ м}^{0,5}/\text{сек}$ — опытный размерный коэффициент.

Действительный процесс происходит гораздо сложнее. Более точное решение этой задачи дано в работах П. Л. Капицы и других исследователей.

Опытные данные и более точные теоретические решения показывают, что скорость срыва пленки зависит также от паросодержания (рис. 13-16), причем с ростом $(1-x)$ срыв пленки наступает раньше.

Опускное движение пароводяного потока. При опускном движении пароводяного потока гравитационная составляющая движущей силы пузыря направлена вверх, паровые пузыри движутся медленнее потока. Если движущая сила направлена вверх: $B_a < 0$, то паровые пузыри будут всплывать в потоке воды, медленно опускающейся вниз. При $B_a = 0$ паровые пузыри останутся, а вода будет обтекать их. Следовательно, паровые пузыри могут сноситься вниз лишь при значении скорости потока, превышающей определенную величину. Значение минимальной скорости, при которой паровые пузыри начинают сноситься вниз, зависит от физических констант пара и воды. В области давлений 30—180 атм значение этой скорости находится в пределах $0,2 \div 0,1 \text{ м/сек}$, причем меньшее значение отвечает более высокому давлению.

При больших скоростях пузыри пара сносятся вниз и двигаются по кольцевому сечению трубы между стенкой и центром потока. С дальнейшим увеличением паросодержания распределение паровых пузырей по сечению трубы становится более равномерным. При опускном движении паровые пузыри движутся медленнее воды, поэтому пар занимает большую долю сечения трубы, чем при равенстве скоростей фаз. Следовательно, в этом случае $\varphi > \beta$.

На рис. 13-17 дана зависимость $\varphi = f(\beta, \omega_0)$ по экспериментальным данным А. Л. Шварца. До определенного значения β имеет место прямолинейная зависимость:

$$\varphi = c_{on} \beta, \quad (13-37)$$

причем $c_{on} > 1$ и является функцией давления.

Эмульсионный режим движения двухфазного опускного потока характеризуется практически равенством скоростей фаз и здесь $\varphi \approx \beta$. Переход с одной зависимости на другую связан со скоростью циркуляции, которая характеризует падение гидравлического напора по длине трубы (вторая слагающая в уравнении движущейся силы пузыря), чем больше потеря напора, тем, следовательно, раньше осуществляется переход на эмульсионный режим.

На рис. 13-18, построенном на основе экспериментальных данных, переходная область находится между лучами $\varphi = c\beta$ и $\varphi = \beta$.

По аналогии с движением в горизонтальных и вертикальных подъемных трубах следует ожидать, что коэффициент пропорцио-

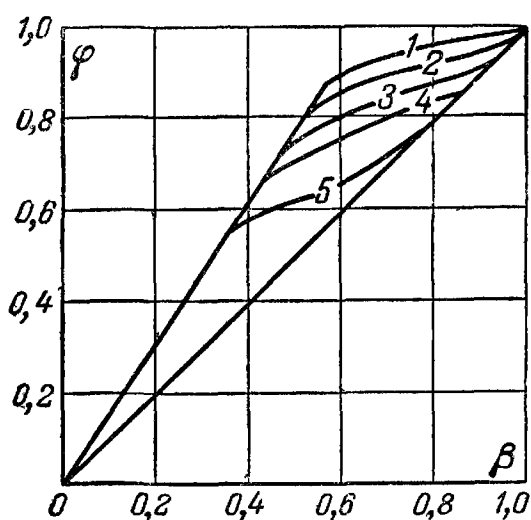


Рис. 13-17. Зависимость доли сечения, занятой паром, от паросодержания и скорости циркуляции ($p = 100 \text{ ат}$, $d_{вн} = 29 \text{ мм}$)

1 — $\omega_0 = 0,3 \text{ м/сек}$, 2 — $\omega_0 = 0,51 \text{ м/сек}$, 3 — $\omega_0 = 0,71 \text{ м/сек}$;
4 — $\omega_0 = 1,0 \text{ м/сек}$; 5 — $\omega_0 = 1,47 \text{ м/сек}$.

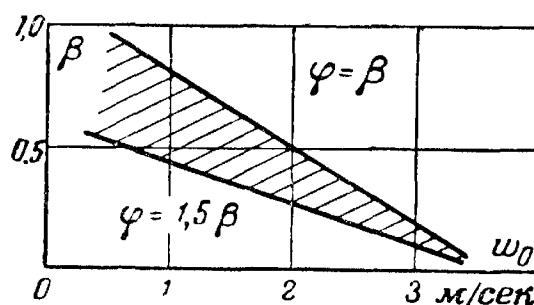


Рис. 13-18. Граничная область перехода на эмульсионный режим при опускном движении пароводяного потока (для $p = 100 \text{ ат}$).

нальности c_{on} в формуле (13-37) будет приближаться к единице по мере увеличения давления. Экспериментально получены следующие значения коэффициента пропорциональности для опускного движения двухфазного потока:

Давление, ат	10	35	100	140	180
Значение c_{on}	1,85	1,8	1,5	1,2	1,1

Условия надежности работы парогенерирующих труб. Надежность работы парогенерирующих труб определяется значением коэффициента теплоотдачи от стенки к потоку, величина которого зависит от структуры потока. В режимах движения пароводяной смеси, характеризующихся наличием жидкой пленки на стене трубы, коэффициент внутренней теплоотдачи велик и постоянен во времени.

Нарушение целостности жидкой пленки может иметь место при расслоенном режиме в горизонтальных и слабонаклонных трубах, при больших значениях паросодержания и скорости потока, при высоких значениях удельного теплового потока и малых значениях весовой скорости.

Расслоенный режим всегда включает в себе опасность перегрева верхней образующей трубы, омываемой паром, движущимся с относительно небольшой скоростью. Кроме того, при расслоенном режиме течения двухфазного потока имеют место всплески воды на верхнюю образующую трубы, которые ее резко охлаждают. Чередование перегрева стенки с охлаждением может привести к усталостным повреждениям металла. Надежная работа горизонтальных и слабонаклонных обогреваемых труб легко обеспечивается при отсутствии расслоенного режима течения; однако при высоких и сверхвысоких параметрах пара избежать расслоения можно лишь

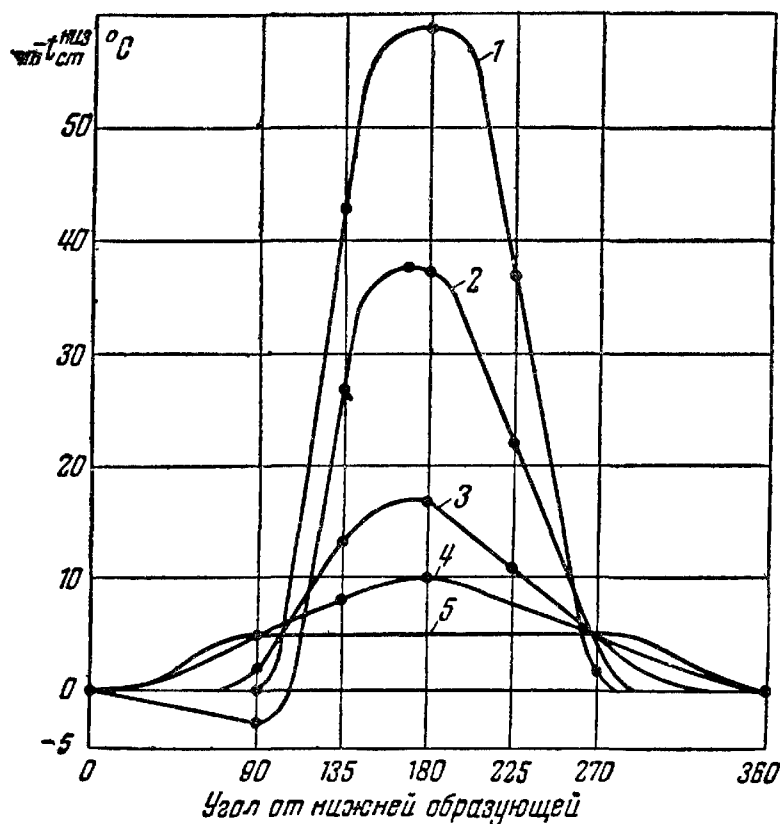


Рис. 13-19. Зависимость разности температур внешней образующей трубы от давления пароводяной смеси (при $w_0 \approx 0,75$ м/сек, $w_{см} \approx 0,9-1,0$ м/сек).

1 — $p=112$ атм; 2 — $p=183$ атм, 3 — $p=210$ атм, 4 — $p=220$ атм; 5 — $p=224$ атм

при большой весовой скорости потока, а это чрезмерно увеличивает гидравлическое сопротивление. Поэтому в технических задачах иногда идут на компромисс, допуская работу с расслоенным режимом течения, если при этом превышение температуры верхней образующей стенки над нижней Δt находится в допустимых пределах по условию прочности металла. Граница существования отдельных режимов экспериментально определялась при движении двухфазного потока в необогреваемых трубах. В случае теплообмена при кипении границы режимов смещаются; например, переход на эмульсионный режим начинается при меньшей сухости пара, чем при движении без теплообмена. С увеличением интенсивности обогрева возрастает его влияние на структуру потока. Таким образом, тепловая нагрузка является одним из параметров, определяющих структуру двухфазного потока.

Непосредственное обследование структуры потока в условиях обогрева является чрезвычайно сложным делом. Поэтому изучение режимов ведут косвенным путем по температуре стенки обогреваемой трубы. Таким путем широко исследован температурный режим вертикальных, горизонтальных и слабонаклонных парогенерирующих труб в широком диапазоне тепловых нагрузок и давлений.

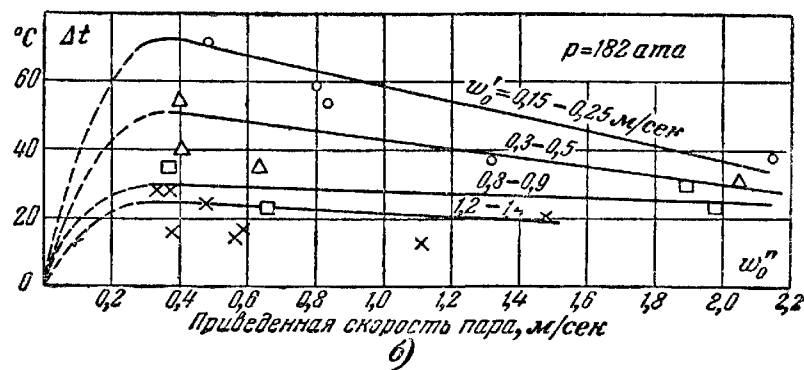
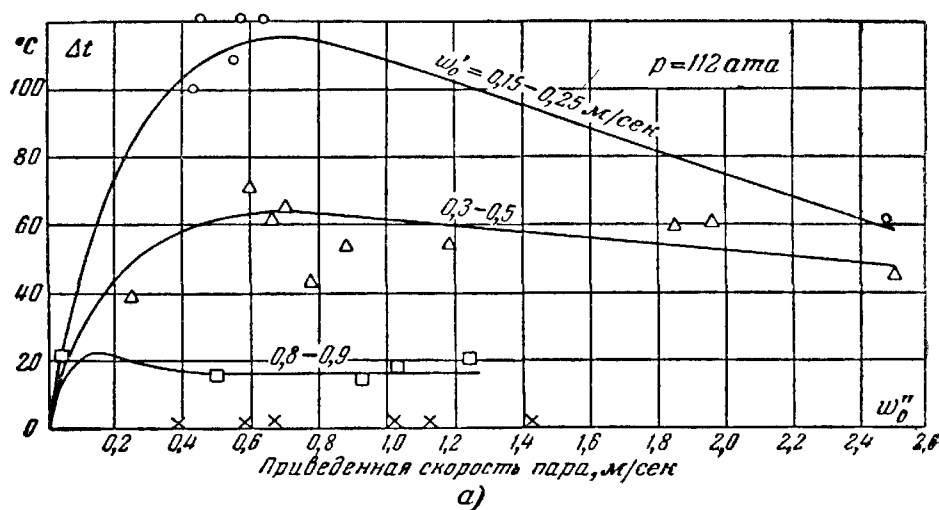


Рис. 13-20. Превышение температуры стенки верхней образующей трубы в зависимости от приведенной скорости воды и пара.

а — при давлении 112 атм; б — при давлении 182 атм.

В горизонтальных обогреваемых трубах при расслоении пароводяного потока температура верхней образующей трубы существенно превышает температуру нижней образующей. На рис. 13-19 приведены экспериментальные данные (ЭНИН), выражающие зависимость изменения разности температур верхней и нижней образующих трубы ($\Delta t = t_{ст}^{в} - t_{ст}^{низ}$) при различных давлениях. Как видно из рис. 13-19, даже при умеренных тепловых нагрузках ($q=50\,000$ ккал/м²·ч) температура верхней образующей трубы может превысить температуру нижней образующей на 40—60°С. Естественно, что с увеличением тепловой нагрузки этот перепад температур возрастает еще больше.

Повышение температуры стенки верхней образующей трубы зависит как от приведенной скорости воды, так и приведенной скорости пара (рис. 13-20). С увеличением приведенной скорости пара (при постоянном значении приведенной скорости воды) температурный перепад сначала резко возрастает, а затем снижается. При этом максимальное значение Δt с увеличением приведенной скорости воды рез-

ко снижается. Однако эта разница температур становится близкой к нулю только при очень больших приведенных скоростях воды, значения которых повышаются с ростом давления. Зависимость наибольшего значения перегрева верхней образующей трубы от давления дана на рис. 13-21, из которого видно, что увеличение скорости циркуляции (весовой скорости) позволяет существенно снизить разницу температур между верхней и нижней образующими трубы.

В вертикальных подъемных трубах с повышением интенсивности обогрева трубы существенно суживается область паросодержаний, в которых существует пленочный режим течения парожидкостного потока (жидкая пленка на стенке, пар в центре трубы). Из рис. 13-22 видно, что весовое паросодержание $x_{кр}$, при котором происходят нарушение непрерывного смачивания трубы жидкой пленкой и связанное с этим увеличение температуры стенки, при весовой скорости $200 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$, давлении 180 ат и $q = 400\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ снижается до 55%. Снижение теплового потока увеличивает значение критического весового паросодержания для всех давлений (рис. 13-23).

Значительный перегрев металла при нарушении смачиваемости трубы жидкой пленкой заставляет ограничивать верхний предел допустимой весовой сухости пара в котлах естественной циркуляции. Для котлов с давле-

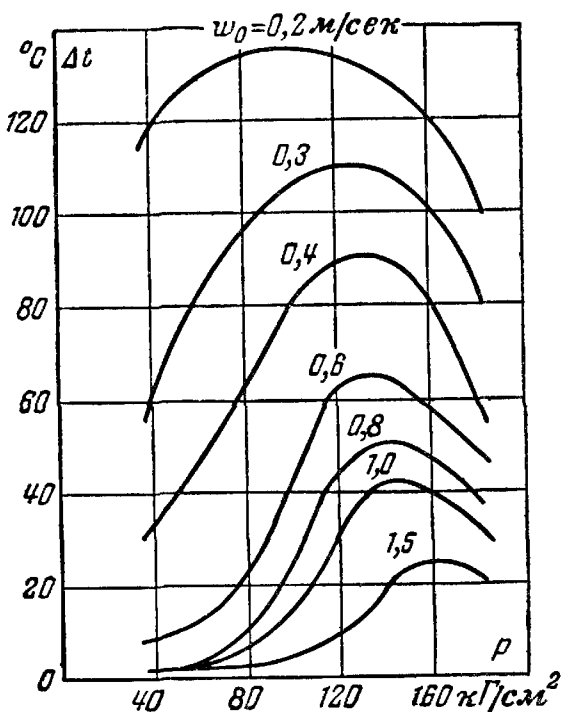


Рис. 13-21. Зависимость наибольшего перегрева верхней образующей горизонтальной трубы от давления и скорости циркуляции ($d=54 \times 7 \text{ мм}$, $q=135\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$).

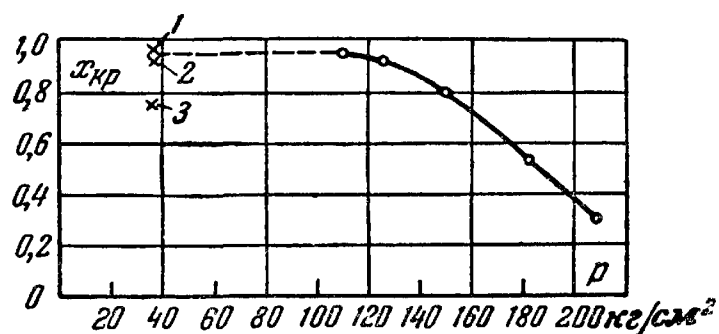


Рис. 13-22. Изменение критического паросодержания от давления ($w\gamma=200 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$).
Удельный тепловой поток $q=400\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$.

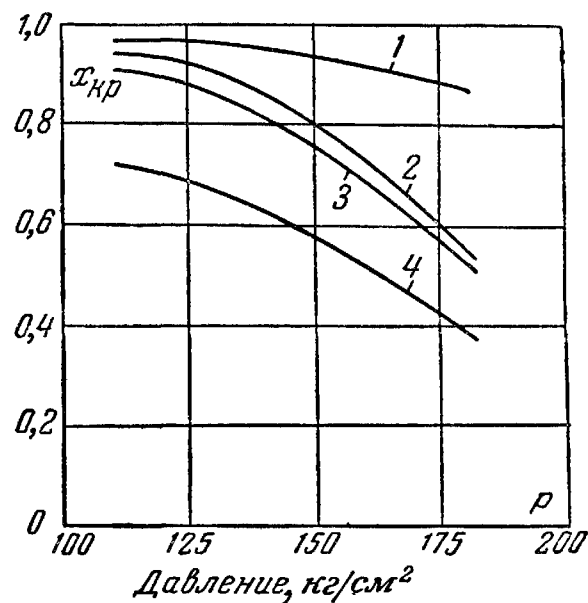


Рис. 13-23. Зависимость критического паросодержания от давления и теплового потока

($w\gamma = 200 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$).

1 — $q=250\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$;
2 — $q=500\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$;
3 — $q=600\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$;
4 — $q=750\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$.

нием выше 100 ат не допускается работа парогенерирующих труб с весовой сухостью пара выше 50%.

В прямоточных котлах парогенерирующие трубы работают во всем диапазоне изменения весовой сухости (от 0 до 1). Для устранения чрезмерного повышения температуры стенки в этом случае идут на работу с повышенными скоростями потока, в том числе в области паросодержаний, превышающих $x_{кр}$. Величина допустимой весовой скорости при этом выбирается такой, при которой температура стенки не превышает допустимых значений.

Закономерности барботажного процесса

Барботаж, или всплывание пара в воде, представляет собой специфическую форму движения пароводяной смеси. Такой вид движения имеет место в сепарационно-промывоч-

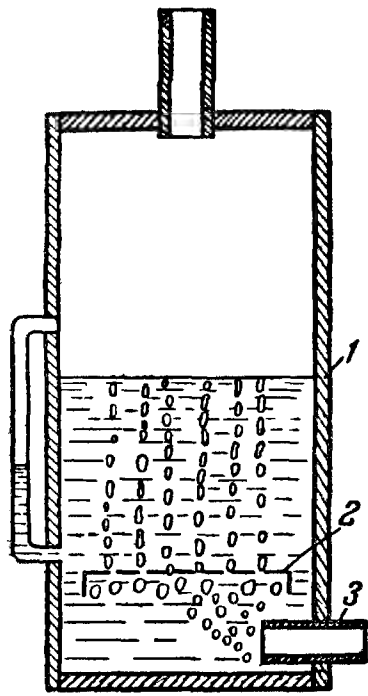


Рис. 13-24. Схема барботера.

1 — труба, 2 — распределительный лист; 3 — подвод пара.

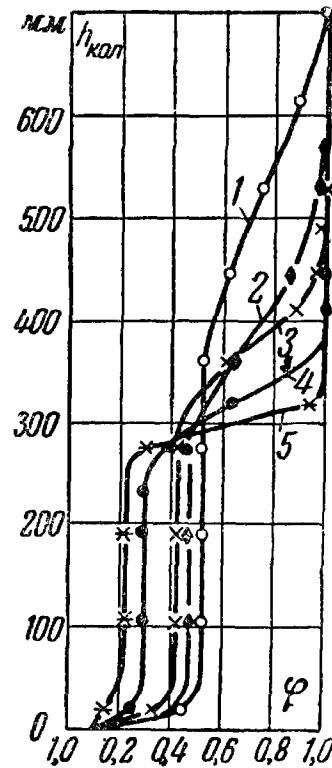


Рис. 13-25. Изменение доли сечения, занятого паром, по высоте трубы ($p=4 \text{ атм}$).

1 — при $w_0'' = 1,3 \text{ м/сек}$; 2 — при $w_0'' = 1,0$;
3 — при $w_0'' = 0,7$; 4 — при $w_0'' = 0,31$;
5 — при $w_0'' = 0,15 \text{ м/сек}$.

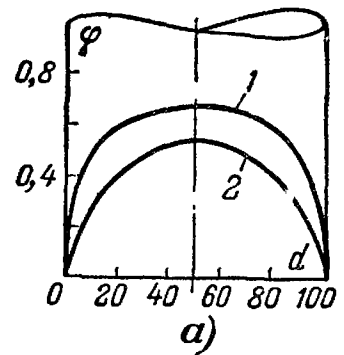
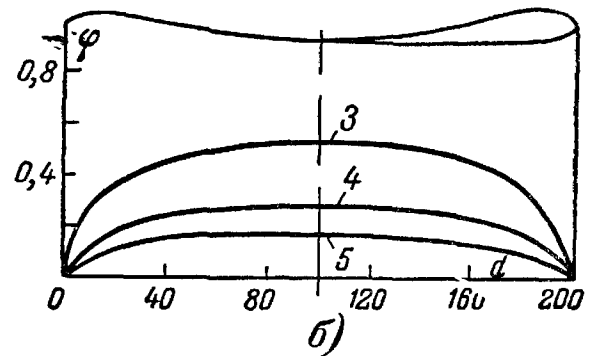


Рис. 13-26. Изменение доли сечения, занятого паром, по сечению колонки ($p=4 \text{ атм}$). По Б. А. Дементьеву.

a — $d=100 \text{ мм}$; б — $d=200 \text{ мм}$; 1 — $w_0'' = 1,1 \text{ м/сек}$; 2 — $w_0'' = 0,95$; 3 — $w_0'' = 1,1$;
4 — $w_0'' = 0,39$; 5 — $w_0'' = 0,12 \text{ м/сек}$.



ных устройствах, а также при некоторых условиях в слабообогреваемых испарительных трубах.

На рис. 13-24 дана схема барботера. Пар подводится под распределительный лист с отверстиями, который установлен в нижней части барботера. Пройдя через отверстия, паровая струя дробится на отдельные пузырьки, которые всплывают в воде. В своем движении они увлекают окружающие слои воды и поднимают их вверх. В момент выхода в паровой объем оболочки пузырей лопаются и освобожденный пар движется в верхней части барботера. В то же время поднятые слои воды опускаются вниз, причем средний расход воды по сечению колонки равен нулю, так как подъемные и опускные токи компенсируют друг друга. Таким образом, барботажный процесс характеризуется определенным расходом легкой фазы (пара) и нулевым средним расходом тяжелой фазы.

При непрерывном подводе пара создается динамический (подвижный) слой „набухшей“ жидкости. При этом часть сечения барботера занята водой, а другая паром. Доля сечения, занятая паром, как и в случае напорного

движения пароводяной смеси, обозначается $\varphi_{бар}$.

Форма движения паровых пузырей является сложной. При данном давлении и диаметре барботера распределение пара как по сечению, так и высоте зависит от расхода пара, отнесенного к единице сечения трубы. Расход пара может характеризоваться значением приведенной скорости пара $w_0'' \text{ м/сек}$ или напряжением зеркала испарения $R_s = \frac{3600 G_n}{f \gamma''} \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$.

Первой характеристикой расхода обычно пользуются в циркуляционных расчетах, а второй — в паросепарации. Обе расходные характеристики отличаются между собой лишь масштабом.

Путем просвечивания трубы γ -лучами можно найти изменение доли сечения, занятого паром по высоте колонки при разных значениях приведенной скорости пара (рис. 13-25). Из рис. 13-25 следует, что при одном и том же паросодержании наблюдаются три области изменения $\varphi_{бар}$ по высоте трубы. В первой области, непосредственно примыкающей к распределительному щиту, имеет место воз-

растояние $\varphi_{бар}$, во второй — значение $\varphi_{бар}$ остается постоянным, в третьей, занимающей верхнюю часть колонки, значение $\varphi_{бар}$ возрастает вплоть до единицы.

На первом участке происходит стабилизация потока, мелкие пузыри объединяются в крупные, напротив, крупные под воздействием потока дробятся. В результате образуются пузыри с наиболее устойчивым размером. Область стабилизации занимает всего около 20—40 мм по высоте.

Второй участок характеризуется стабильным потоком пузырей. Его протяженность зависит от уровня слоя воды (весового уровня).

Характер измерения $\varphi_{бар}$ в третьей, переходной, области и ее протяженность зависят от значения $\varphi_{бар}$ на втором участке и его высоты.

Из рис. 13-25 непосредственно следует, что при малых паросодержаниях протяженность третьего участка невелика и наблюдается достаточно четкая граница раздела между объемами пароводяной смеси и пара. С увеличением паросодержания граница раздела становится размытой. В паросепарационных устройствах обычно паросодержание набухшего слоя невелико, поэтому протяженность третьего слоя мала.

Паросодержание по диаметру колонки распределяется неравномерно. В центре паросодержание больше, а у стенки меньше (рис. 13-26), причем неравномерность тем больше, чем меньше диаметр трубы. Следовательно, в трубах малого диаметра опускные токи преимущественно занимают периферийную область трубы. В трубах больших диаметров (>200 мм) влияние стенок на распределение пара сказывается меньше. Подъемные и опускные токи в этом случае более или менее равномерно распределены по сечению трубы.

Основным параметром, который определяет распределение пара по сечению трубы и его подъемную скорость для данного давления и диаметра трубы, является приведенная скорость пара. При малых расходах пара пузыри рассредоточены в толще воды, причем движение каждого пузыря не зависит от других. Вследствие деформации формы пузырей они всплывают по зигзагообразным траекториям (рис. 13-27). Слои воды, увлеченные пузырями, свободно стекают вниз. Всплывающие отдельные пузыри сравнительно мало деформируют уровень воды, вследствие чего имеет место достаточно четкая граница между объ-

емами пароводяной смеси и пара. При независимом друг от друга движении пузырей их скорость остается постоянной и величина $\varphi_{бар}$ линейно нарастает с увеличением расхода пара.

Начиная с некоторого значения расхода пара, движение паровых пузырей начинает упорядочиваться, они объединяются в цепочки. При такой форме движения пузырей затрата энергии на подъем является минимальной; скорость движения пузырей становится больше. В своем движении паровые пузыри увлекают слои воды, которые стекают в промежутках между цепочками. При дальнейшем увеличении расхода пара, с одной стороны, паровые цепочки насыщаются паровыми пузырями, с другой стороны, образуются новые цепочки.

При определенном насыщении динамического слоя паром количество цепочек возрастает так, что затрудняется сток воды, увлеченной паром. Это приводит к увеличению протяженности переходной области, так как выделение воды в верхней части трубы особенно затруднено ввиду большого паросодержания. При движении пересыщенных цепочек скорость пара становится еще больше.

В большинстве случаев для расчета устройств с барботажом пара надо знать средневзвешенное (по высоте и сечению трубы) значение доли сечения, занятого паром. Опытный материал по барботажу пара в воде удовлетворительно обобщается эмпирической формулой ВТИ.

$$\varphi_{бар} = \frac{w_0''}{a + w_0''}, \quad (13-38)$$

где a — размерный коэффициент, зависящий от давления и диаметра колонки, м/сек.

Значения коэффициента a для трубы диаметром 63 мм представлены на рис. 13-28. Эта опытная зависимость может быть представлена в виде двух отрезков прямых. В интервале давлений от 17 до 120 атм

$$a = 0,65 - 0,0039p \text{ м/сек} \quad (13-39)$$

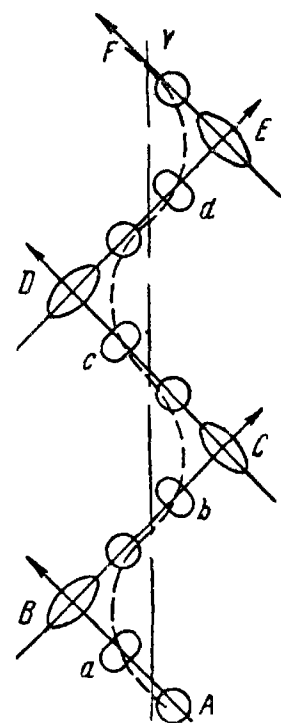


Рис. 13-27. Характер движения одиночных пузырей в жидкости.

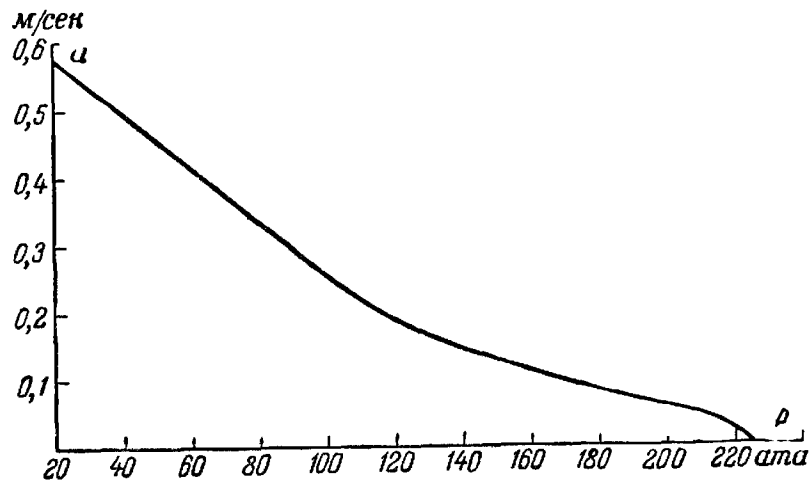


Рис. 13 28. Значение коэффициента a в зависимости от давления.

и для давлений от 135 до 185 $ата$

$$a = 0,33 - 0,00135p \text{ м/сек.} \quad (13-40)$$

Для других диаметров коэффициент a_d рассчитывается по следующей эмпирической зависимости:

$$a_d = a_{63} \left(\frac{d}{63} \right)^{1/4}, \quad (13-41)$$

где a_d , a_{63} — значения коэффициента пропорциональности соответственно для трубы диаметром d мм и трубы диаметром 63 мм.

Как видно из (13-41), с увеличением диаметра его влияние сказывается меньше.

Зная среднее значение $\varphi_{бар}$, можно подсчитать среднее значение действительной скорости пара и удельного веса смеси по формулам (13-19) и (13-22). Эти формулы справедливы как для напорного движения пароводяной смеси, так и барботажа пара. Специфика барботажного процесса выявляется в иной закономерности зависимости $\varphi_{бар}$ от приведенной скорости пара и других параметров.

Так как средняя скорость воды равна нулю, относительная скорость пара при барботаже совпадает с действительной скоростью:

$$w_{отн} = w_n'' = \frac{w_0''}{\varphi_{бар}}. \quad (13-42)$$

Удельный вес смеси при барботаже равен:

$$\gamma_{см} = \gamma' - \varphi_{бар}(\gamma' - \gamma''). \quad (13-43)$$

Полученные соотношения по барботажу пара позволяют проводить некоторые расчеты по циркуляции (гл. 15) и сепарации пара (гл. 17).

13-3. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ ПОТОКА В ТРУБАХ

Движение жидкости сопровождается потерями напора, вследствие чего давление по длине трубы изменяется. Закономерность движения реальной жидкости может быть описана уравнением движения, выражающего фундаментальный закон механики: произведение массы тела на ускорение равно сумме сил, действующих на него.

Уравнение движения для одномерного потока вязкой жидкости может быть записано в виде:

$$\frac{\gamma}{g} \frac{Dw}{Dt} = \gamma \cos \alpha - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \Delta p_{гидр}}{\partial x} \text{ кг/м}^3. \quad (13-44)$$

Левая часть уравнения выражает произведение массы элемента жидкости на ускорение, правая — сумму сил, действующих на элемент жидкости: сила тяжести, давления и гидравлических сопротивлений движению.

Для стационарного потока локальная производная ускорения равна нулю и уравнение перепишется в виде:

$$\frac{\gamma}{g} w \frac{dw}{dx} = \gamma \cos \alpha - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \Delta p_{гидр}}{\partial x} dx. \quad (13-45)$$

Перепад давления по длине трубы определяется интегрированием уравнения (13-45):

$$\Delta p = \int_0^l \gamma \cos \alpha dx + \int_0^l \frac{\partial \Delta p_{гидр}}{\partial x} dx - \int_{w_1}^{w_2} \frac{\gamma w dw}{g}. \quad (13-46)$$

Как видно из уравнения (13-46), перепад давления между двумя параллельными сечениями трубы равен сумме напоров: нивелирного, скоростного и затрачиваемого на преодоление гидравлического сопротивления движению жидкости:

$$\Delta p = \Delta p_{нив} + \Delta p_{гидр} + \Delta p_{иск} \text{ кг/м}^2. \quad (13-47)$$

В горизонтальных трубах нивелирный напор равен нулю, в вертикальной трубе $\cos \alpha = 1$ и нивелирный напор, отнесенный к единице длины трубы, будет наибольшим.

Потеря напора на ускорение может быть легко определена из соотношения

$$\Delta p_{уск} = \int_{w_1}^{w_2} \frac{\gamma w}{g} dw. \quad (13-48)$$

Так как для установившегося потока по условию сплошности

$$\gamma_1 w_1 = \gamma_2 w_2 = \gamma w = \text{const}, \quad (13-49)$$

то

$$\Delta p_{уск} = \frac{\gamma w (w_1 - w_2)}{g} \text{ кг/м}^2. \quad (13-50)$$

При движении жидкости в местах резких сужений канала, поворотов и т. д. возникают дополнительные сопротивления, которые называют местными. Их возникновение связано с изменением структуры потока и образованием вихрей.

Таким образом, гидравлические сопротивления движению потока жидкости состоят из сопротивления трения в прямых каналах и местных сопротивлений:

$$\Delta p_{зудр} = \Delta p_{тр} + \Delta p_m \text{ кг/м}^2. \quad (13-51)$$

Как гидравлические, так и местные сопротивления определяются опытным путем.

Расчет гидравлических сопротивлений при движении однофазного потока

Гидравлическое сопротивление движению однофазного изотермического потока в прямой трубе определяется из следующего уравнения:

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\gamma w^2}{2g}, \quad (13-52)$$

где λ — безразмерная величина, называемая коэффициентом трения.

Коэффициент трения зависит от режима потока. Для ламинарного режима ($Re \leq 2300$)

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (13-53)$$

При подстановке в уравнение (13-52) значения коэффициента трения для ламинарного потока по уравнению (13-53) получим:

$$\Delta p = \frac{32\mu}{d^2} lw. \quad (13-54)$$

Таким образом, при ламинарном движении сопротивление трению пропорционально скорости в первой степени и не зависит от плотности жидкости.

При турбулентном движении потока жидкости в гладких трубах коэффициент трения берется из соотношения

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (13-55)$$

Если подставить значение λ в уравнение (13-52), то видно, что гидравлическое сопротивление пропорционально скорости в степени, несколько меньшей двух:

$$\Delta p = Aw^{1,75}. \quad (13-56)$$

Расчет коэффициента трения для шероховатых труб можно также проводить по формуле (13-55) в области изменения числа Re от 4000 до 100000. При больших числах Re расчет ведут по формуле

$$\lambda = \frac{0,857}{(\lg Re)^{2,4}}, \quad (13-57)$$

которая справедлива для чисел Re , меньших, чем значение, подсчитанное по формуле

$$Re < \left(120 \frac{d}{k}\right)^{1,125}, \quad (13-58)$$

где d , k — диаметр и величина абсолютной шероховатости, мм.

В обогреваемых трубах значение вязкости изменяется по сечению трубы. В этом случае вязкость, входящая в число Re , подсчитывается по средней температуре стенки, а скорость — по средней температуре потока

В автомодельной области [при $Re > \left(120 \frac{d}{k}\right)^{1,125}$] коэффициент трения зависит только от величины относительной шероховатости и может быть подсчитан по формуле Никурадзе:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2,3 \lg \frac{d}{2k}\right)^2} \quad (13-59)$$

или эквивалентной ей формуле ЦКТИ:

$$\lambda = 0,19 \sqrt[3]{\frac{k}{d}}. \quad (13-60)$$

Шероховатость технических труб не является постоянной, она изменяется в процессе эксплуатации из-за коррозионных явлений и др.

Для расчета сопротивления труб, применяемых в котлостроении, величину абсолютной шероховатости обычно принимают в пределах $k = 0,1 \div 0,15$ мм.

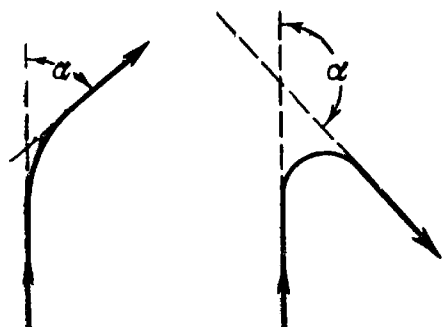


Рис. 13-29 Отсчет угла поворота.

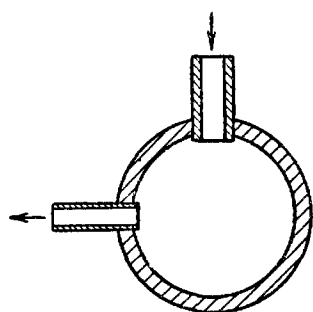


Рис. 13-30. Присоединение труб к коллектору.

При турбулентном движении в шероховатых трубах $\lambda \neq f(Re)$ и поэтому сопротивление трению согласно уравнению (13-52) прямо пропорционально квадрату скорости.

Местные потери напора происходят при поворотах и изгибах труб на входе и выходе из коллектора (барабана), в тройниках и др. Расчет местных потерь ведут по формуле

$$\Delta p_m = \zeta \frac{\gamma \omega^2}{2g}, \quad (13-61)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления, зависит от вида сопротивления и в общем случае от числа Re .

В котельных агрегатах режим движения среды обычно отвечает автомодельной области и поэтому местное сопротивление, так же как и сопротивление трению, в этом случае не зависит от числа Re .

Потери гидравлического напора на изгибах труб зависят как от угла поворота, так и отношения радиуса изгиба к диаметру трубы (R/d). Влияние радиуса изгиба на коэффициент сопротивления заметно проявляется лишь при малых значениях $R/d \leq 2$. При больших значениях этого отношения коэффициент сопротивления определяют только в зависимости от угла поворота трубы (рис. 13-29) по данным табл. 13-1.

Таблица 13 1

Средние значения коэффициентов сопротивления плавных поворотов

Угол поворота	30°	30÷70°	>70°
Коэффициент сопротивления	0	0,1	0,2

При резких поворотах, образованных путем сварки прямых участков труб, коэффи-

циент местного сопротивления резко возрастает, как это видно из табл. 13-2.

Таблица 13 2

Коэффициенты сопротивления резких поворотов

Угол поворота	30°	45°	60°	90°
Коэффициент сопротивления	0,6	0,8	1,0	1,2

Сопротивление входа в трубу из барабана принимается равным $\zeta_{ex} = 0,5$, а выхода из трубы $\zeta_{вых} = 1,0$. Эти же коэффициенты сопротивления для случая присоединения труб к коллекторам с диаметром, меньшим 350 мм, подсчитываются более сложно в зависимости от отношения сечения подводящих и отводящих труб и угла между ними. При расположении входных и выходных труб под углом 90° (рис. 13-30), коэффициент сопротивления входа в отводящие трубы равен $\zeta_{ex} = 1,4$, если сечение отводящих труб меньше, чем подводящих, и равен $\zeta_{ex} = 1$ при обратном отношении сечений.

Сопротивление выхода в коллектор может быть определено по рис. 13-31 в зависимости от диаметра коллектора и угла между подводящими и отводящими трубами.

При расчете величины гидравлических сопротивлений движению жидкости в обогреваемых трубах в формулу (13-52) подставляют усредненные по длине значения скорости и удельного веса жидкости.

В первом приближении зависимость удельного объема воды и пара от энтальпии можно принять линейной:

$$v = a + bi,$$

где a и b — постоянные коэффициенты, зависящие от рода жидкости и давления. Такая аппроксимация реальной кривой в сравнительно узких пределах приращения энтальпии вполне допустима.

При постоянном обогреве по длине трубы энтальпия в свою очередь линейно связана с длиной обогреваемой части трубы и, следовательно, удельный объем жидкости также является линейной функцией от длины обогреваемой части трубы. В этом случае среднее значение удельного веса воды и пара между двумя сечениями обогреваемой трубы под-

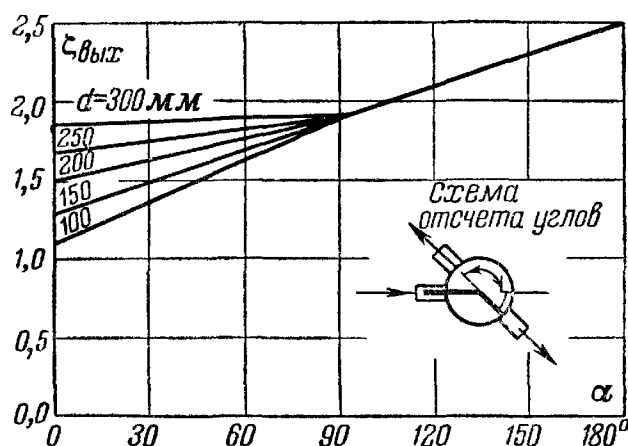


Рис. 13-31. Коэффициент сопротивления выхода из труб в коллектор.

считывают как среднеарифметическое между крайними значениями:

$$\bar{v} = \frac{v_1 + v_2}{2}.$$

В действительности удельный объем нелинейно связан с длиной обогреваемого участка трубы и подобное усреднение вносит некоторую погрешность. Однако ошибку можно считать практически несущественной при разбиении обогреваемой части трубы на два-три участка с усреднением в пределах каждого из них.

Средняя скорость потока легко определяется из соотношения

$$\bar{w} = \frac{G}{f} \bar{v}, \quad (13-62)$$

где G — весовой расход жидкости через трубу, кг/сек;

f — живое сечение трубы, m^2 .

В ряде случаев удобней расчетные формулы (13-52) и (13-61) представить в другой форме, заменив скорость через весовой расход и удельный вес смеси. Тогда гидравлическое сопротивление на основе (13-52), (13-61) и (13-62) подсчитывается по следующему уравнению:

$$\Delta p_{гидр} = \left(\Sigma \zeta_m + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{G^2 \bar{v}}{2g f^2} \frac{\kappa \Gamma}{m^2}. \quad (13-63)$$

В этом уравнении первый член в скобках представляет собой сумму коэффициентов местных сопротивлений, а второй — коэффициент сопротивления трения.

Гидравлические сопротивления движению двухфазного потока

Формулы для расчета гидравлического сопротивления движению двухфазного потока носят более сложный характер. При этом оче-

видно, что более точное решение выражается более сложной зависимостью, полнее учитывающей закономерности движения двухфазного потока.

Наиболее простыми расчетные формулы получаются, если считать двухфазный поток однородным, т. е. принять равномерное распределение фаз по сечению трубы. В этом случае двухфазный поток уподобляется однофазному и в расчетные формулы (13-52) и (13-61) подставляются средние значения скорости $w_{см}$ и удельного веса $\gamma_{см}$ смеси:

$$\Delta p_{гидр} = \left(\Sigma \zeta_m + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{\gamma_{см} w_{см}^2}{2g}. \quad (13-64)$$

При этом весовой расход смеси выражается через скорость циркуляции и удельный вес воды:

$$\gamma_{см} w_{см} = \gamma' w_0,$$

а средняя скорость смеси определяется по уравнению (13-27), полученному при равенстве скоростей фаз. После подстановки в уравнение (13-64) скорости смеси из уравнения (13-27) с учетом сказанного получим:

$$\Delta p_{гидр} = \left(\Sigma \zeta_m + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{\gamma' w_0^2}{2g} \left[1 + \frac{w_0''}{w_0} \left(\frac{\gamma' - \gamma''}{\gamma'} \right) \right]. \quad (13-65)$$

В этом уравнении w_0'' — среднее значение приведенной скорости пара на участке обогреваемой трубы, для которой подсчитывается гидравлическое сопротивление.

Уравнение (13-65) в сделанных упрощающих предположениях справедливо для всех режимов движения двухфазного потока как при подъемном, так и опускном движении. Естественно, что точность его тем ниже, чем больше реальный поток отличается от принятой схемы. Поэтому наибольшее расхождение получается для опускного движения в области паросодержаний, при котором разница между средними скоростями пара и воды имеет большое значение.

Однако при больших скоростях потока такими соотношениями можно пользоваться без большой погрешности. Например, расчет гидравлических сопротивлений прямооточного котла можно вести по уравнению (13-65) или эквивалентному ему уравнению (13-63). Средний удельный объем подсчитывается при этом как среднеарифметическое между начальным и конечным значениями удельного объема пароводяной смеси.

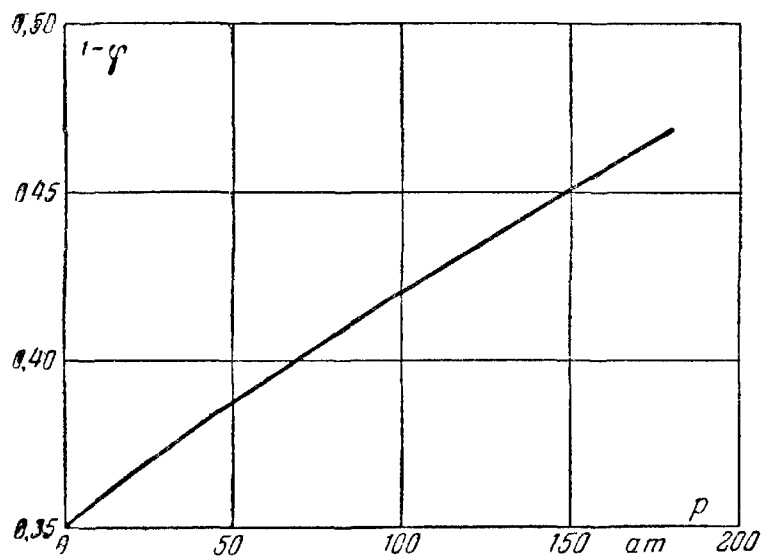


Рис. 13-32. Значения $(1 - \varphi)$, ограничивающие область применения показателя степени $n = 1, 2$.

Более точно сопротивление двухфазного потока в подъемных трубах может быть подсчитано по экспериментальному уравнению ВТИ:

$$\Delta p_{\text{зидр}} = \left(\Sigma \zeta_m + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{\gamma' \omega_0^2}{2g} \left(1 + A \frac{\omega_0''}{\omega_0} \right) \text{ кг/м}^2, \quad (13-66)$$

где A — опытный коэффициент, зависящий от давления.

Значения коэффициента A , полученные экспериментально для нескольких давлений, представлены в табл. 13-3.

Таблица 13-3

Значение коэффициента A

Давление, атм	10	35	100	140	180
Коэффициент, A	1,04	0,78	0,49	0,31	0,14

Сравнение уравнений (13-65) и (13-66) показывает, что способ построения их одинаков, причем коэффициент A выражает поправленное значение отношения удельных весов пара и воды; эта поправка тем больше, чем выше давление.

Гидравлическое сопротивление при движении пароводяного потока в обогреваемых трубах более точно выражается уравнением, предложенным А. А. Армандом:

$$\Delta p = \Delta p_0 \frac{H_1}{(1 - \sqrt{\varphi})^2 \left(1 + \frac{8}{7} \sqrt{\varphi} \right)^{7/4}}, \quad (13-67)$$

где Δp_0 — сопротивление движению воды с тем же весовым расходом, кг/м^2 .

В области сравнительно больших паросодержаний ($\varphi > 0,7$) знаменатель уравнения (13-67) может быть упрощен. Тогда это уравнение в окончательном виде выразится простым соотношением, в котором показатель степени $n = 2$:

$$\Delta p = \Delta p_0 \frac{B}{(1 - \varphi)^n}. \quad (13-68)$$

Из уравнения (13-68) следует, что сопротивление при движении двухфазного потока равно сопротивлению при движении воды Δp_0 с тем же расходом, умноженному на дробь, зависящую от доли сечения, занятого паром.

Сравнение расчетной формулы (13-68) с экспериментальными данными показало, что показатель степени примерно равен двум только при больших паросодержаниях.

При движении пароводяной смеси, как показывают опытные данные, показатель степени n не является постоянным, а зависит от давления и паросодержания. При малых паросодержаниях $n = 1, 2$ и не зависит от давления; при больших паросодержаниях, наоборот, величина n не зависит от паросодержания, а определяется только давлением.

$$n = 1,90 + 1,48 \cdot 10^{-2} p.$$

Область применения различных значений показателя степени представлена граничной кривой на рис. 13-32. Область, лежащая ниже граничной кривой, отвечает показателю степени $n = 1, 2$.

Большинство опытов по сопротивлению двухфазного потока поставлено при объемных паросодержаниях, меньших 80—90%. Эта область паросодержаний охватывает только часть испарительного тракта с весовым расходом пара, меньшим 30% при высоком давлении и меньшим 15% при среднем давлении.

Область паросодержаний от 0 до 90% характерна для испарительных труб барабанных котлов. Для прямоточных котлов более половины испарительного тракта лежит в области $\beta > 80 \div 90\%$. Поэтому гидравлические сопротивления в прямоточных котлах считают по самым простым формулам (13-63) с арифметическим усреднением удельных объемов пароводяной смеси.

ГЛАВА ЧЕТЫРНАДЦАТАЯ **РАБОТА ПАРАЛЛЕЛЬНО ВКЛЮЧЕННЫХ ТРУБ ПРИ ПРИНУДИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ РАБОЧЕГО ТЕЛА**

14-1. ТЕПЛОВАЯ РАЗВЕРКА

До сих пор рассматривались закономерности движения одно- и двухфазного потока в единичной трубе. Но в котельном агрегате поверхности нагрева всегда выполнены из ряда параллельно включенных труб, объединенных входными и выходными коллекторами. При этом трубы становятся гидравлически связанными и взаимно влияют на работу друг друга.

Параллельно включенные трубы никогда не бывают абсолютно одинаковыми. Одни имеют несколько больший обогрев, у других может быть иная величина шероховатости и соответственно коэффициента гидравлического сопротивления. В результате неодинакового обогрева и расхода рабочего тела через параллельные трубы энтальпия среды на выходе из отдельных витков может сильно отличаться от среднего значения.

Отклонение величины приращения энтальпии в отдельных витках имеет место как при однофазном, так и двухфазном потоках. В поверхностях нагрева с однофазным потоком повышение энтальпии приведет к увеличению температуры среды и соответственно температуры стенки трубы. В поверхности нагрева с пароводяной смесью возрастание энтальпии в отдельных трубах сопровождается ростом сухости пара или даже его перегревом.

Значительное повышение энтальпии против среднего значения в большинстве случаев недопустимо, так как снижает надежность работы металла труб.

В результате взаимного влияния параллельно включенных труб, в которых происходит испарение, могут иметь место пульсационные явления, сопровождающиеся переменным расходом среды во времени. Переменный расход жидкости приводит к периодическому изменению температуры стенки, в результате чего может произойти повреждение трубы.

Отклонение приращения энтальпии в отдельных витках по отношению к средней величине называется тепловой разверкой. При этом особую роль играют те витки, в которых имеет место максимальное приращение энтальпии, так как они имеют максимальную температуру стенки и, следовательно,

но, определяют надежность работы данной поверхности нагрева.

Среднее расчетное приращение энтальпии в витке равно разности энтальпии среды на выходе $i_{вых}$ и входе $i_{вх}$ в данную поверхность нагрева (рис. 14-1):

$$\Delta i_{cp} = i_{вых} - i_{вх} \text{ ккал/кг.} \quad (14-1)$$

Наибольшее возможное приращение энтальпии в витке обозначим Δi_{θ} . Тогда тепловая разверка будет выражена отношением

$$\rho = \frac{\Delta i_{\theta}}{\Delta i_{cp}}. \quad (14-2)$$

Приращение энтальпии в отдельных витках зависит от тепловой нагрузки и расхода среды через них. Соответственно для витка, отвечающего среднему режиму, и развернутого витка приращение энтальпии может быть записано в виде:

$$\left. \begin{aligned} \Delta i_{cp} &= \frac{q_{cp} H_{cp}}{D_{cp}}, \\ \Delta i_{\theta} &= \frac{q_{\theta} H_{\theta}}{D_{\theta}}, \end{aligned} \right\} \quad (14-3)$$

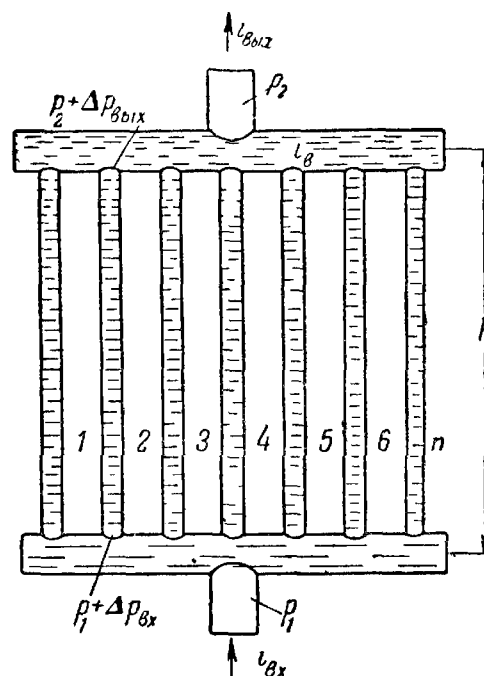


Рис. 14-1. Расположение труб поверхности нагрева

где q_s, q_{cp} — удельные тепловые нагрузки данного витка и средняя, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$;

H_s и H_{cp} — поверхности данного витка и средняя, м^2 ;

D_s, D_{cp} — расходы среды в данном витке и находящемся в средних расчетных условиях, $\text{кг}/\text{ч}$.

Согласно уравнениям (14-2) и (14-3) величина тепловой разверки определится из следующего уравнения:

$$\rho = \frac{q_s}{q_{cp}} \frac{1}{\frac{D_s}{D_{cp}}} \frac{H_s}{H_{cp}} = \frac{n_m}{n_{\text{зидр}}} \frac{H_s}{H_{cp}}. \quad (14-4)$$

Отношение тепловых нагрузок показывает величину тепловой неравномерности, а расходов воды — гидравлической неравномерности:

$$n_m = \frac{q_s}{q_{cp}}; \quad n_{\text{зидр}} = \frac{D_s}{D_{cp}}. \quad (14-5)$$

Тепловая неравномерность. В большинстве случаев поверхность нагрева параллельно включенных труб практически одинакова. В этом случае тепловая разверка согласно уравнению (14-4) равна отношению тепловой и гидравлической неравномерности.

Тепловая неравномерность может быть следствием условий эксплуатации котла и особенностей его конструкции.

При шлаковании поверхностей нагрева тепловосприятие параллельных труб становится неравномерным. Сильно зашлакованная труба воспринимает тепла в 2—3 раза меньше, чем чистая. В результате шлакования труб конвективного пучка увеличивается скорость газа в сечении газохода, где находятся незашлакованные трубы, что увеличивает их тепловосприятие. Неравномерность в тепловосприятии отдельных труб при шлаковании может быть чрезмерно большой. Поэтому при эксплуатации котла принимают все меры для устранения шлакования.

Различие в обогреве труб радиационных и конвективных поверхностей нагрева часто возникает из-за смещения ядра факела и возникающих температурных перекосов в топке и газоходах. Величина их зависит от конструкции топки и горелочных устройств. Например, при отключении одной шахтной мельницы из четырех тепловосприятие отдельных экранов может различаться в 2—3 раза. В конвективных газоходах топочная

неравномерность проявляется тем сильнее, чем ближе поверхность нагрева расположена к топке.

В некоторых случаях отдельные витки конвективной поверхности могут выйти из плоскости ряда, в котором они расположены. Это создает усиленный обогрев вышедших труб, что иногда приводит к значительной тепловой неравномерности.

Гидравлическая неравномерность. Гидравлическая неравномерность выражается отношением расхода среды через отдельный виток к среднему значению расхода.

Гидравлическая неравномерность связана с неодинаковым значением коэффициентов гидравлических сопротивлений, распределением давления по длине собирающего и раздающего коллекторов, а также с величиной нивелирных напоров в отдельных витках.

Расход среды через виток определяется перепадом давления во входном и выходном сечениях его. Задача заключается, следовательно, в нахождении перепада давлений для витка, находящегося в средних расчетных условиях, и витка с иным расходом среды. Давление в трубопроводе к входному коллектору $p_{вх}$ и выходному $p_{вых}$ является общим для всех труб (рис. 14-1).

От места присоединения внешнего трубопровода давление изменяется по длине коллектора. Величина изменения давления различна для каждой трубы и зависит при данной конструкции от положения (номера) трубы. При этом знак приращения давления по длине коллектора зависит от конструкции подвода среды к коллектору и места расположения трубы:

$$\Delta p_s = p_1 - p_2 - (\Delta p_{вх.к} + \Delta p_{вых.к}). \quad (14-6)$$

Перепад давления, под которым работает виток, затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления и нивелирного напора:

$$\Delta p_s = \left(\Sigma + \frac{\lambda}{d} \right) \frac{D^2 \bar{v}_s}{3600^2 \cdot 2 g f^2} + \frac{h_s}{\bar{v}_s}, \quad (14-7)$$

где $\bar{v}_s$ — средний удельный объем среды в витке, $\text{м}^3/\text{кг}$;

h_s — высота витка, м .

Если подставить в уравнение (14-6) вместо Δp_s его значение из уравнения (14-7), то перепад давления $p_1 - p_2$, являющийся общим

для всех витков, выразится в следующем виде:

$$p_1 - p_2 = \left[\left(\Sigma \zeta + \frac{\lambda}{d} \right)_{\text{в}} \frac{1}{3600^2 \cdot 2g f_{\text{в}}^2} \right] D_{\text{в}}^2 \bar{v}_{\text{в}} + (\Delta p_{\text{вх.к}} + \Delta p_{\text{вых.к}})_{\text{в}} + \frac{h_{\text{в}}}{v_{\text{в}}}. \quad (14-8)$$

Для витка, работающего в средних условиях, перепад давления между коллекторами описывается аналогичным уравнением, в котором геометрические размеры и параметры среды относятся к среднему витку и обозначены индексом cp :

$$p_1 - p_2 = \left[\left(\Sigma \zeta + \frac{\lambda}{d} \right)_{cp} \frac{1}{3600^2 \cdot 2g f_{cp}^2} \right] D_{cp}^2 \bar{v}_{cp} + (\Delta p_{\text{вх.к}} + \Delta p_{\text{вых.к}})_{cp} + \frac{h_{cp}}{v_{cp}}. \quad (14-9)$$

Величину (стоящую в квадратных скобках), характеризующую приведенный коэффициент гидравлического сопротивления, обозначим через R с соответствующим индексом. Тогда, приравняв правые части уравнений (14-8) и (14-9), имеем:

$$R_{\text{в}} D_{\text{в}}^2 \bar{v}_{\text{в}} + (\Delta p_{\text{вх.к}} + \Delta p_{\text{вых.к}})_{\text{в}} + \frac{h_{\text{в}}}{v_{\text{в}}} = R_{cp} D_{cp}^2 \bar{v}_{cp} + (\Delta p_{\text{вх.к}} + \Delta p_{\text{вых.к}})_{cp} + \frac{h_{cp}}{v_{cp}}. \quad (14-10)$$

Из соотношения (14-10) видно, что отношение расхода среды через виток к среднему зависит как от геометрических факторов (коэффициентов гидравлического сопротивления, высоты витка, падения давления по длине коллектора), так и условий обогрева (среднего удельного объема среды).

Анализ влияния отдельных факторов на гидравлическую разверку и ее связь с тепловой будет проведен раздельно. Такой подход облегчает оценку отдельных составляющих уравнения (14-10). Наряду с этим в ряде конструкций роль отдельных составляющих мала и ими можно пренебречь. Например, при горизонтальном расположении обогреваемых труб нивелирный напор равен нулю. При рассредоточенном подводе и отводе от коллектора среды в большинстве случаев можно также пренебречь влиянием падения давления по длине коллектора и др.

Влияние на тепловую разверку гидравлического сопротивления. Если влиянием коллек-

тора и нивелирного напора можно пренебречь, то уравнение (14-10) переписывается в следующем виде:

$$R_{\text{в}} D_{\text{в}}^2 \bar{v}_{\text{в}} = R_{cp} D_{cp}^2 \bar{v}_{cp}, \quad (14-11)$$

из которого можно определить отношение расхода среды в отдельном витке к среднему:

$$n_{\text{удр}} = \frac{D_{\text{в}}}{D_{cp}} = \sqrt{\frac{R_{cp} \bar{v}_{cp}}{R_{\text{в}} \bar{v}_{\text{в}}}}. \quad (14-12)$$

Из уравнения (14-12) следует, что расход среды через виток уменьшается с увеличением его приведенного коэффициента гидравлического сопротивления и среднего удельного объема среды $\bar{v}_{\text{в}}$.

Неодинаковость коэффициентов гидравлических сопротивлений может быть следствием конструктивных и монтажных условий, неодинаковой длины витков, различной их шероховатости, повышенных сопротивлений в местах сварки и др.

Если удельный объем среды сильно зависит от энтальпии, то даже при условии равенства гидравлических сопротивлений тепловая неравномерность вызывает гидравлическую. Из уравнения (14-12) непосредственно вытекает, что

$$\frac{D_{\text{в}}}{D_{cp}} = \sqrt{\frac{\bar{v}_{cp}}{\bar{v}_{\text{в}}}}. \quad (14-13)$$

С повышением обогрева отдельной трубы энтальпия и средний удельный объем среды в ней возрастут, что приведет к увеличению гидравлического сопротивления и снижению расхода через нее. Это в свою очередь вызовет еще большее повышение энтальпии среды в развернутом витке. Таким образом, в поверхностях нагрева с принудительным движением рабочего тела тепловая неравномерность усиливает гидравлическую.

Снижение расхода однофазного потока уменьшает коэффициент внутренней теплоотдачи, что также приводит к увеличению температуры стенки обогреваемых труб. При значительном снижении скорости пароводяной смеси могут наступить ненадежные режимы движения, например расслоенное движение.

Для уменьшения влияния гидравлической и тепловой неравномерности применяют установку дроссельных шайб на входе в обогреваемые трубы. Таким приемом часто пользуются для выравнивания расходов по отдель-

ным трубам в прямоточных котлах и котлах с многократно-принудительной циркуляцией.

Установка дроссельной шайбы увеличивает сопротивление витка на величину сопротивления шайбы:

$$\Delta p_{ш} = R_{ш} D^2 v' \text{ кг/м}^2, \quad (14-14)$$

где $R_{ш} = \frac{B}{d^4}$ — коэффициент гидравлического сопротивления шайбы (для плоской шайбы $B = 165 \cdot 10^2$, а для цилиндрической $B = 84,2 \cdot 10^2$ мм⁴ · ч²/м⁵);

d — диаметр отверстия шайбы, мм;

v' — удельный объем среды на входе в виток, который одинаков для всех витков, м³/кг.

Перепад давления, при котором работают витки с учетом сопротивления дроссельных шайб, равен:

$$R_{\delta} D_{\delta}^2 \bar{v}_{\delta} + R_{ш} D_{\delta}^2 v' = R_{ср} D_{ср}^2 \bar{v}_{ср} + R_{ш}^{ср} D_{ср}^2 v'; \quad (14-15)$$

отсюда простым преобразованием получается отношение расходов среды в развернутом витке по отношению к среднему:

$$\frac{D_{\delta}}{D_{ср}} = \sqrt{\frac{R_{ср} \frac{\bar{v}_{ср}}{v'} + R_{ш}^{ср}}{R_{\delta} \frac{\bar{v}_{\delta}}{v'} + R_{ш}}}. \quad (14-16)$$

Из соотношения (14-16) видно, что чем больше сопротивление шайбы, тем меньше сказывается влияние неодинаковых коэффициентов гидравлического сопротивления. Кроме того, изменением сопротивления шайб в отдельных витках можно подкоренное выражение приблизить к единице, т. е. существенно снизить гидравлическую и тепловую неравномерность. В витки с большим обогревом и имеющие повышенный коэффициент сопротивления можно установить шайбы с меньшим гидравлическим сопротивлением, что приведет к увеличению расхода среды через них и к снижению энтальпии рабочего тела.

Влияние изменения давления по длине коллектора на равномерность распределения среды. Подвод среды к коллектору может быть выполнен с торцов и рассредоточенным по длине коллектора. При торцовом соединении подводящих и отводящих труб возможны две схемы: Z-схема и П-схема (рис. 14-2).

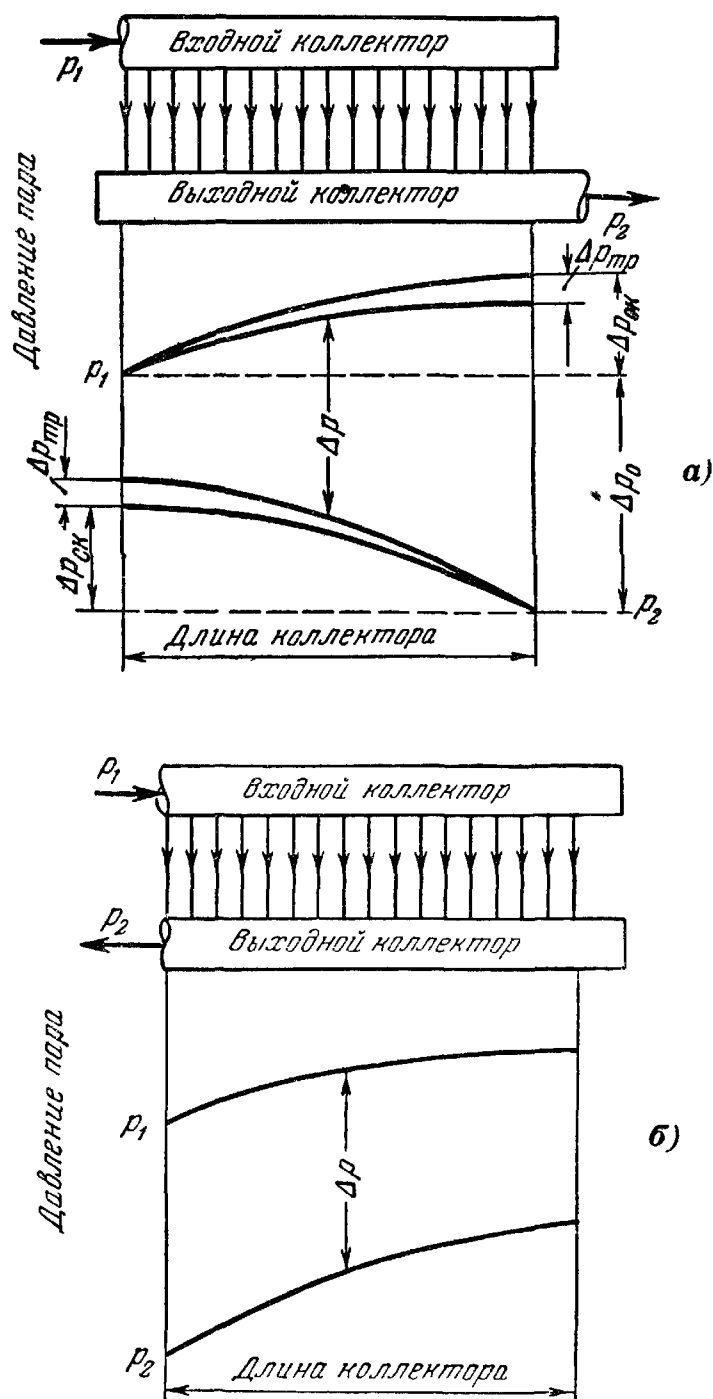


Рис. 14-2. Изменение статического давления в коллекторах.
а — Z-схема; б — П-схема.

В П- и Z-схемах давление по длине раздающего коллектора растет за счет преобразования динамического напора в статический. По мере падения скорости увеличивается статическое давление. Прирост давления меньше величины скоростного напора на величину потери на трение, что учитывается коэффициентом ζ :

$$\Delta p_{ст} = \frac{\gamma w^2}{2g} (1 - \zeta). \quad (14-17)$$

В коллекторе с торцовым подводом и отводом давление повышается от сечения в месте

присоединения трубопровода к свободному торцу коллектора.

Таким образом, в Z-схеме крайние левые змеевики работают с перепадом, равным $p_1 - p_2 - \Delta p_{\text{вх}}$, а крайние правые под большим перепадом, равным $p_1 - p_2 + \Delta p_{\text{вх}}$. Следовательно, в змеевиках, расположенных слева, расход рабочего тела будет меньше, а в правых больше среднего значения.

В П-схеме крайние левые змеевики работают с давлением $p_1 - p_2$, а крайние правые — с давлением $p_1 - p_2 + \Delta p_{\text{вх}} - \Delta p_{\text{вх}}$. При условии равенства изменения давления во входном и выходном коллекторах в П-схеме все витки будут работать под одинаковым перепадом.

Неравномерность в расходах среды может быть оценена из уравнения (14-10). Для этой цели положим, что коэффициенты гидравлического сопротивления одинаковы во всех витках, а разницей в нивелирных напорах можно пренебречь. Тогда величина гидравлической неравномерности выразится следующим уравнением:

$$\frac{D_g}{D_{cp}} = \sqrt{1 + \frac{(\Delta p_{\text{вх}}^{cp} + \Delta p_{\text{вх}}^{cp}) - (\Delta p_{\text{вх}}^g + \Delta p_{\text{вх}}^g)}{RD_{cp}^2 \bar{v}_{cp}}}, \quad (14-18)$$

из которого видно, что чем больше сопротивление витка по сравнению с изменением давления в коллекторе, тем неравномерность меньше для всех схем подвода к коллектору.

Для П-схемы числитель близок к нулю и гидравлическая неравномерность практически отсутствует.

В схеме с рассредоточенным подводом коллектор разбивается на небольшие участки, в пределах каждого трубы соединяются по П- и Z-схемам (рис. 14-3). При этом значения осевой скорости среды в коллекторах сильно уменьшаются, в результате чего имеет место лишь незначительное повышение статического давления.

Степень влияния изменения давления по длине коллектора на распределение среды по трубам зависит от вида поверхности нагрева. В экономайзерных поверхностях нагрева с этим практически не считаются, поскольку повышение давления в коллекторе ввиду небольшой скорости воды относительно мало. В испарительных поверхностях нагрева прямоточных котлов обеспечивают большие весовые скорости пароводяной смеси в трубах, что

соответственно приводит к значительному гидравлическому сопротивлению витков. Вследствие этого изменение давления по длине коллектора получается пренебрежимо малым.

Значительное влияние гидродинамики коллекторов может быть в пароперегревателях. В современных конструкциях котлов это имеет место главным образом в промежуточных перегревателях. В этих перегревателях сопротивление витков относительно невелико, а влияние гидродинамики коллектора, наоборот, значительно из-за большой скорости пара в нем.

Основным способом улучшения раздачи среды в коллекторах является отказ от Z-схемы и переход на П-схему или, еще лучше, на схему с рассредоточенным подводом и отводом рабочего тела.

В старых конструкциях котлов (трехбарабанный ЛМЗ и др.) для улучшения раздачи пара применяли дроссельные шайбы. Изменением диаметра дроссельных шайб выравнивали сопротивление отдельных витков.

Совершенно другим видом гидравлической неравномерности, создаваемой коллектором, является неравномерное распределение двухфазного потока по отдельным трубам. Вследствие сепарационного эффекта коллектора в одни трубки поступает больше пара, а в другие больше воды. Подобный вид неравномерности встречается, например, в переходной зоне прямоточных котлов. На рис. 14-4 дана схема переходной зоны прямоточного котла 200-35 с распределением температуры среды на выходе из отдельных витков.

В переходной зоне котла 200-35 пароводяная смесь с сухостью около 80% подводится с торцов. Вследствие большой длины коллектора и сепарации влаги в нем в трубы, расположенные в средней части коллектора, поступает мало воды и температура среды на выходе на них значительно превышает среднюю температуру. При торцовом подводе пароводяной смеси в длинный коллектор практически не удается существенно улуч-

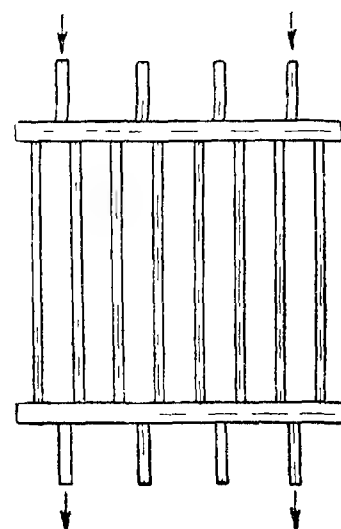


Рис. 14-3. Схема с рассредоточенным подводом.

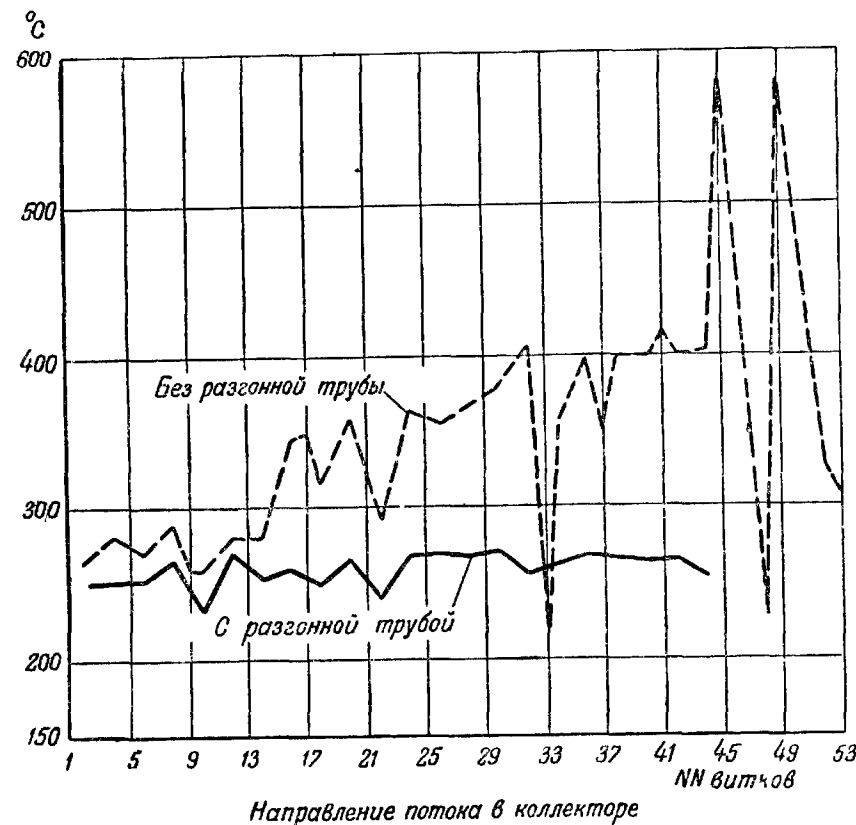


Рис. 14-4. Изменение температур на выходе из переходной зоны котла 200-35X2.

шить распределение пароводяной смеси даже при использовании специальных средств. Одним из таких способов является установка разгонных труб на входе в коллектор (рис. 14-5). За счет увеличения скорости в разгонной трубе малого диаметра влага простреливается в середину коллектора, что несколько улучшает равномерность распределения пароводяной смеси, но вместе с тем это требует дополнительной затраты электроэнергии на насос.

Лучший эффект в распределении двухфазной смеси дает рассредоточенный подвод ее к коллектору с расположением подводящих труб под углом 90° к отводящим обогреваемым трубам. Перед подводящими трубами целесообразно устанавливать специальный смеситель, задача которого сводится к равномерному распределению пароводяной смеси по подводящим трубам.

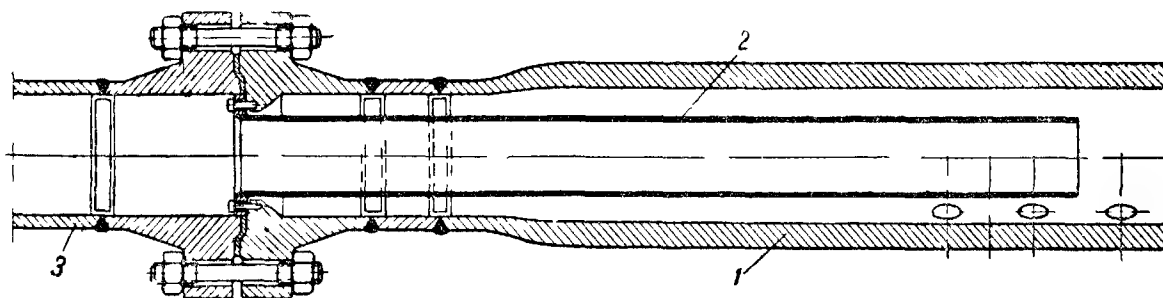
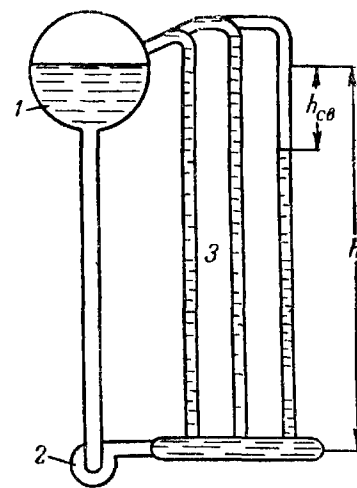


Рис. 14-5. Установка разгонной трубы.

1 — входной коллектор переходной зоны, 2 — разгонная труба; 3 — соединительный трубопровод.

Рис. 14-6. Схема образования свободного уровня при принудительном движении рабочего тела. 1 — барабан, 2 — циркуляционный насос; 3 — обогреваемые трубы.



Влияние нивелирного напора на тепловую разверку. Нивелирный напор может оказать существенное влияние на работу параллельных труб, особенно в том случае, если поверхность нагрева образована из труб с отношением их длины к высоте, близкой к единице.

Степень влияния нивелирного напора на распределение рабочего тела по параллельным трубам может быть легко найдена из уравнения (14-10). При дальнейшем анализе положим, что изменением давления по длине коллектора можно пренебречь, а приведенные коэффициенты гидравлического сопротивления одинаковы во всех трубах. С учетом сказанного после преобразования получим:

$$\frac{D_s}{D_{cp}} = \sqrt{\frac{\gamma_s}{\gamma_{cp}} + \frac{(\gamma_{cp} - \gamma_s) \gamma_s h}{RD_{cp}^2}} \quad (14-19)$$

Это соотношение справедливо для подъемного движения; в случае опускного движения знак перед вторым членом подкоренного выражения поменяется на минус.

Первый член подкоренного выражения уравнения (14-19) учитывает неодинаковое гидравлическое сопротивление витков, вызванное неравномерным обогревом. Его роль анализировалась ранее в связи с рассмотрением уравнения (14-13).

Второй член подкоренного выражения определяет влияние нивелирного напора на расход жидкости по параллельно включенным трубам. Как видно из уравнения (14-19), нивелирный напор проявляется лишь при неодинаковой плотности среды в отдельных тру-

бах и тем сильнее, чем больше разность плотностей. Наряду с этим степень изменения расхода среды по трубам зависит от отношения нивелирного напора к гидравлическому сопротивлению труб. При этом с увеличением гидравлического сопротивления роль нивелирного напора уменьшается.

В пароперегревателях полный нивелирный напор мал по сравнению с гидравлическим сопротивлением. Поэтому даже при большой разнице в плотности среды его влияние пренебрежимо мало.

В экономайзерах нивелирный напор соизмерим с гидравлическим сопротивлением. Однако изменение плотности воды с изменением ее температуры невелико. В результате этого в некипящих экономайзерах нивелирный напор учитывается лишь при большой разности геодезических отметок входных и выходных участков трубы.

Усредненные значения плотности среды в отдельных испарительных трубах могут сильно разниться, особенно при наличии большого водоподогревательного участка. В результате этого при большой высоте испарительных труб по отношению к их длине нивелирный напор оказывает существенное влияние на распределение среды по трубам.

Действие нивелирного напора на распределение среды по трубам качественно проявляется по-разному в зависимости от направления движения потока. Рассмотрим, как будет изменяться расход среды через трубу при изменении ее тепловосприятости. С повышением обогрева гидравлическое сопротивление растет, что согласно уравнению (14-19) приводит к снижению расхода. С другой стороны, при увеличении обогрева нивелирный напор у нее становится меньше среднего. В случае подъемного движения это приводит к восстановлению расхода среды через нее соответственно с увеличением значения второго члена подкоренного выражения [уравнение (14-19)]. При снижении обогрева разница в нивелирных напорах направлена на уменьшение расхода, в то время как изменение гидравлического сопротивления увеличивает расход. Следовательно, в результате действия нивелирного напора при подъемном движении потока происходит изменение расхода среды в отдельных трубах в направлении изменения тепловой нагрузки. Это приводит к уменьшению тепловой разверки. Таким образом, влияние нивелирного напора как бы компенсирует неравномерность в обогреве.

При опускном движении нивелирный на-

пор, так же как и гидравлическое сопротивление, действует в одном направлении, в результате чего расход в сильно обогреваемых трубах падает, а в слабо обогреваемых растет. Следовательно, здесь влияние нивелирного напора приводит к усилению тепловой разверки.

В испарительных поверхностях нагрева с подъемным движением в большинстве случаев нивелирный напор оказывает положительное влияние, так как при этом происходит распределение расхода в соответствии с тепловой нагрузкой отдельных труб.

Однако при небольших средних расходах может произойти значительное снижение или полное прекращение расхода в трубах с пониженным обогревом. Последнее произойдет

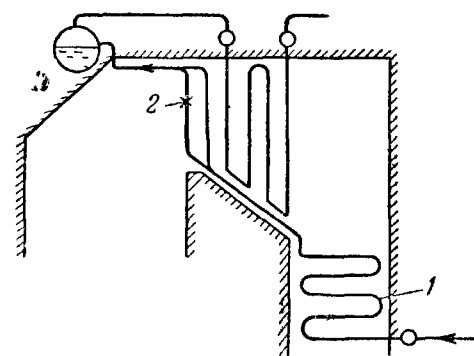


Рис. 14-7. Образование свободного уровня в экономайзерных трубах.

1 — экономайзер; 2 — место погружений.

тогда, когда разница нивелирных напоров будет равна гидравлическому сопротивлению трубного пакета. Это условие может быть получено из уравнения (14-19), в котором должно быть положено $D_s = 0$. Тогда после преобразования имеем:

$$\frac{RD_{cp}^2}{\gamma_{cp}} \leq h(\gamma_s - \gamma_{cp}). \quad (14-20)$$

Если гидравлическое сопротивление будет меньше разницы нивелирных напоров, то в слабо обогреваемой трубе может образоваться свободный уровень (рис. 14-6). При этом высота положения свободного уровня легко определится из следующего соотношения:

$$h_{св} = \left(\frac{RD_{cp}^2}{\gamma_{cp}} + h\gamma_{cp} \right) \frac{1}{\gamma_s}. \quad (14-21)$$

Этот режим опасен в том случае, если часть трубы, находящаяся выше свободного уровня, интенсивно обогревается. Тогда вследствие плохого отвода тепла небольшим количеством пара, протекающего выше свободного уровня,

труба может перегореть. Свободный уровень может образоваться в испарительных поверхностях нагрева, особенно с большим участием подогрева воды до кипения. В качестве примера на рис. 14-7 показана схема кипящего экономайзера, у которого наблюдались подобного вида повреждения. Отводящие трубы экономайзера, являющиеся продолжением конвективных змеевиков, образуют фестон перед пароперегревателем. Крайние у стенки змеевики забивались летучей золой, вследствие чего их обогрев сильно снижался. Несмотря на высокую среднюю скорость воды, разница в нивелирных напорах при значительном снижении обогрева была велика, что приводило к образованию свободного уровня. Так как выходной участок трубы находился в области больших тепловых нагрузок, то металл трубы выше свободного уровня перегревался и труба разрушалась.

Образование свободного уровня не произойдет в трубном пакете с большим гидравлическим сопротивлением и равномерным обогревом всех труб.

14-2. МЕРОПРИЯТИЯ ПО СНИЖЕНИЮ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ

Рядом конструктивных и эксплуатационных мероприятий можно существенно уменьшить величину тепловой разверки, однако полностью ее устранить нельзя. Для снижения величины тепловой разверки приходится затрачивать определенные средства, связанные с усложнением конструкции или увеличением эксплуатационных расходов. При этом осуществление более глубокого снижения величины тепловой разверки требует больших затрат. Поэтому надо знать допустимую величину тепловой разверки, определяемую из условия надежности работы металла труб.

Действительная величина тепловой разверки, являющаяся следствием тепловой и гидравлической неравномерности, должна быть меньше допустимой ($\rho_{действ} < \rho_{дон}$). В противном случае температура металла трубы будет чрезмерно большой.

Величина допустимой тепловой разверки зависит от типа поверхности нагрева, величины приращения энтальпии, материала труб и др. Температура металла связана с температурой среды уравнением (13-1) или (13-2). Следовательно, максимально допустимому значению температуры металла отвечает

определенная допустимая температура среды $t_{дон}, i_{дон}$. Тогда согласно уравнению (14-2) величина допустимой тепловой разверки определяется следующим образом:

$$\rho_{дон} = \frac{i_{дон} - i_{ex}}{i_{cp} - i_{ex}}. \quad (14-22)$$

В пароперегревателях величина допустимой тепловой разверки мала. Например, для пароперегревателей котлов 140 *ата* со средней температурой перегретого пара 560°С применяется перлитная сталь с максимально допустимой температурой стенки 600°С. При обычных условиях работы пароперегревателя:

$$q = 25\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч},$$

$$\alpha_2 = 2\,500 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град},$$

$$\lambda = 20 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град} \text{ и } \delta = 0,005 \text{ м},$$

максимально допустимая температура среды получается равной 584°С. Тогда для случая входа в пароперегреватель насыщенного пара

$$\rho_{дон} = \frac{i_{584} - i_{ex}}{i_{584} - i_{ex}} = \frac{850 - 626}{834 - 626} = 1,07.$$

Для испарительной трубы прямоточных котлов величина допустимой тепловой разверки зависит от конструкции котла. В котлах Рамзина с вынесенной переходной зоной сухость смеси на входе из топочных экранов обычно принимается равной $x = 0,8$, а максимально допустимая сухость на выходе из разверенного витка $x = 0,95$. В этом случае

$$\rho_{дон} = \frac{\Delta i_{эк}^p + 0,95r}{\Delta i_{эк}^p + 0,8r} \approx 1,18,$$

где $\Delta i_{эк}^p$ — величина подогрева воды в испарительных трубах, *ккал/кг*.

В котлах без вынесенной переходной зоны из испарительной части выходит перегретый пар. В этом случае $\rho_{дон}$ рассчитывается так же, как и для пароперегревателей.

Обеспечение нормальных условий работы металла поверхностей нагрева может идти двумя путями: увеличением допустимой и уменьшением действительной величины тепловой разверки.

Увеличение $\rho_{дон}$ может идти за счет применения стали, допускающей работу с большими температурами. Но этот путь дорогой, особенно при высоких температурах пара, когда стоимость стали с повышением рабочей температуры металла очень сильно увели-

чивается. Поэтому этот способ применяется редко.

Другим более эффективным путем является разделение поверхности нагрева с помощью смесительных коллекторов на ряд последовательно включенных пакетов (рис. 14-8). При этом приращение в каждом пакете меньше, чем в целом по всей поверхности нагрева.

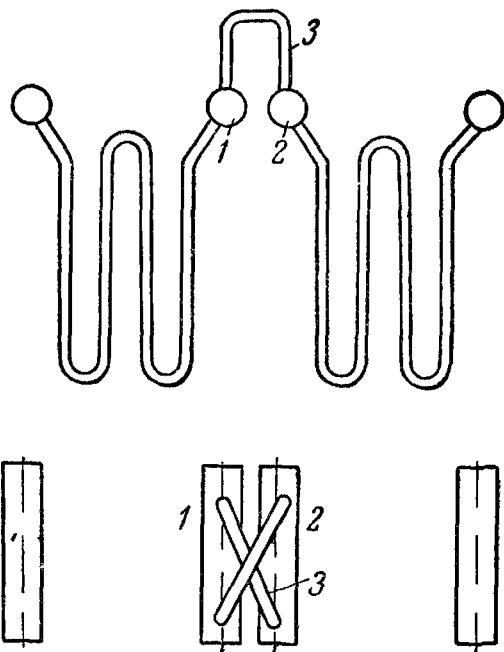


Рис. 14-8. Компоновка пароперегревателя из двух пакетов.

1, 2 — смесительные коллекторы; 3 — перекидные трубы.

В качестве примера определим величину допустимой тепловой разверки второй ступени перегревателя при выполнении из двух равных последовательно включенных ступеней:

$$p_{\text{доп}} = \frac{850 - 730}{834 - 730} = 1,14.$$

Следовательно, разделение поверхности на отдельные пакеты позволяет существенно увеличить запас на тепловую разверку.

14-3. ОСОБЕННОСТИ ГИДРОДИНАМИКИ ПАРООБРАЗУЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

В испарительных поверхностях нагрева тепловая разверка может быть следствием гидродинамической неустойчивости в работе параллельных труб. Это явление имеет место только в паробразующих трубах, включающих водоподогревательный участок (рис. 14-9). Сопротивление такой трубы складывается из сопротивления водоподогревательного и испарительного участков. Поэтому, пренебрегая местными сопротивлениями, можно записать:

$$\Delta p = \frac{\lambda}{d} l_{mз} \frac{D^2 \bar{v}_g}{3600^2 \cdot 2gf^2} + \frac{\lambda}{d} (L - l_{mз}) \frac{D^2 \bar{v}_{см}}{3600^2 \cdot 2gf^2}. \quad (14-23)$$

Здесь, кроме того, принят удельный вес воды постоянным:

$$v_g \neq f(i).$$

При постоянном обогреве трубы с изменением расхода жидкости D , изменяется длина водоподогревательного и соответственно испарительного участков:

$$l_{mз} = \frac{D(i' - i_{gx})}{3600 q_l}. \quad (14-24)$$

В свою очередь средний удельный вес пароводяной смеси зависит от длины испарительного тракта. Действительно, среднее арифметическое значение из величины удельных объемов на входе v' и выходе v'' из испарительной части равно:

$$\bar{v}_{см} = v' + \frac{x(v'' - v')}{2}, \quad (14-25)$$

причем весовая сухость пара в выходном сечении трубы x согласно уравнениям (13-7) и (13-15) равна:

$$x = \frac{q_l (L - l_{mз}) 3600}{D r}. \quad (14-26)$$

После подстановки в уравнение (14-23) длины водоподогревательного участка из (14-24) и среднего удельного объема пароводяной смеси из уравнений (14-25) и (14-26) согласно П. А. Петрову получим:

$$\Delta p = AD^3 + BD^2 + CD, \quad (14-27)$$

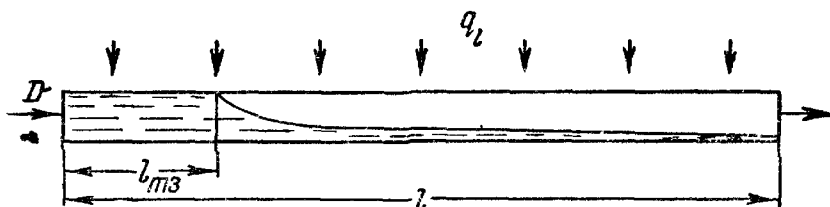


Рис. 14-9. Схема паробразующей трубы с принудительным движением рабочего тела.

где A , B и C — постоянные коэффициенты, зависящие от давления смеси, конструкции трубы, обогрева и энтальпии на входе в нее:

$$A = \frac{\lambda(v'' - v') \Delta i_{\text{эж}}^2}{360J^3 \cdot 4gf^2 d q_l r},$$

$$B = \frac{\lambda L}{360J^2 \cdot 2gf^2 d} \left(v' - \frac{\Delta i_{\text{эж}}}{r} (v'' - v') \right),$$

$$C = \frac{\lambda(v'' - v') L^2 q_l}{3600 \cdot 4gf^2 d r}.$$

Зависимость гидравлического сопротивления парообразующей трубы от нагрузки называется гидродинамической характеристикой, которая согласно (14-27) выражается уравнением третьей степени. В общем виде решение кубического уравнения может дать три действительных корня. Это значит, что один и тот же перепад давления может иметь место при трех значениях расхода. Такая характеристика называется неустойчивой (рис. 14-10). В частном случае один корень уравнения (14-27) может быть действительным, а два мнимыми. В этом случае характеристика получается однозначной (рис. 14-10).

Возникновение гидродинамической неустойчивости объясняется тем, что с повышением поступления воды, не догретой до кипения, в обогреваемую трубу растет сопротивление водоподогревательного и уменьшается сопротивление испарительного участков. В зависимости от величины нарастания сопротивления на водоподогревательном и испарительном участках при изменении расхода суммарное сопротивление трубы может увеличиваться или уменьшаться с нагрузкой. В зависимости от этого получается или однозначная или многозначная (неустойчивая) характеристика.

При неустойчивой гидродинамической характеристике параллельные трубы даже при одинаковом обогреве и равенстве коэффициентов гидравлического сопротивления будут работать с разными расходами, а следовательно и с различной величиной энтальпии на выходе из них. Это может привести к недопустимой величине тепловой разверки. Если гидродинамическая характеристика имеет полугую ветвь в диапазоне рабочих значений расходов, то также имеется опасность работы отдельных витков с разными расходами даже при небольшой нетождественности коэффициентов гидравлического сопротивления отдельных труб.

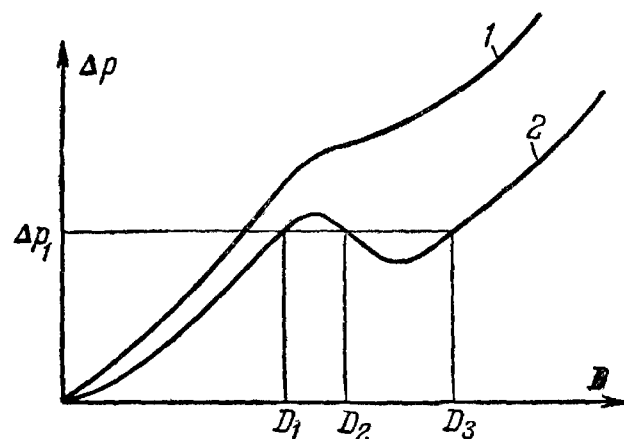


Рис. 14-10. Гидродинамическая характеристика.
1 — стабильная; 2 — неустойчивая.

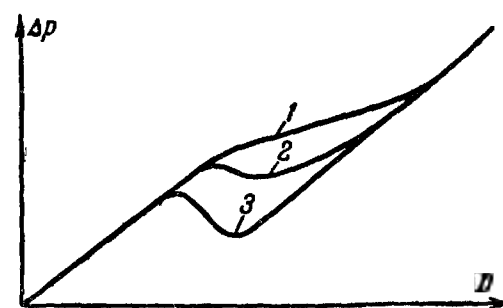


Рис. 14-11. Гидродинамическая характеристика при различной величине экономайзерного участка.
1 — $\Delta i_{\text{эж}} = 0$; 2 — $\Delta i_{\text{эж}} = a$; 3 — $\Delta i_{\text{эж}} > a$.

Работа с неустойчивой характеристикой недопустима. Поэтому надо уметь определить условия ее существования и знать методы устранения гидродинамической неустойчивости.

Гидродинамическая неустойчивость зависит от величины подогрева воды в испарительных трубах ($i' - i_{\text{вх}}$). Если подогрев воды равен нулю ($\Delta i_{\text{эж}} = 0$), то $A = 0$ и, следовательно, гидродинамическая характеристика витка получается квадратичной — стабильной. Очевидно, что с увеличением $\Delta i_{\text{эж}}$ характеристика становится неустойчивой (рис. 14-11).

С увеличением давления разница удельных объемов воды и пара становится меньше, что снижает величину коэффициентов A и C . Это выравнивает гидродинамическую характеристику (рис. 14-12). Повышение тепловой нагрузки также изменяет степень стабильности характеристики (рис. 14-13).

Таким образом, с повышением рабочего давления и уменьшением степени подогрева воды в испарительных трубах гидродинамиче-

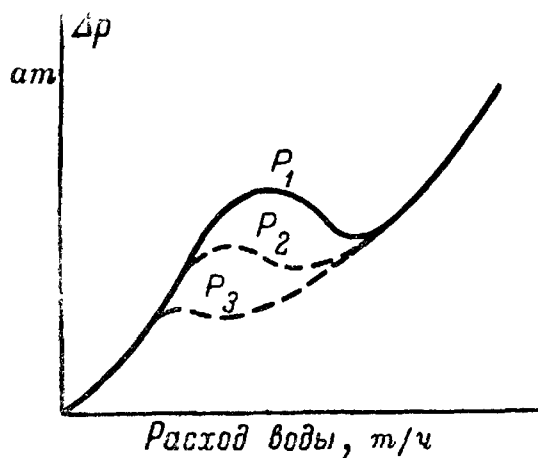


Рис. 14-12. Гидродинамическая характеристика витка при различном давлении ($p_3 > p_2 > p_1$).

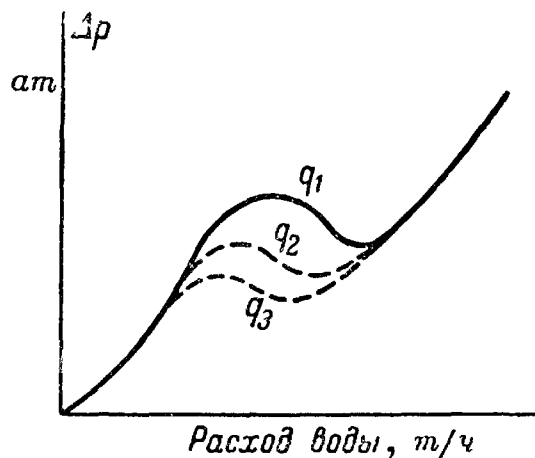


Рис. 14-13. Гидродинамическая характеристика витка при различной тепловой нагрузке ($q_1 > q_2 > q_3$).

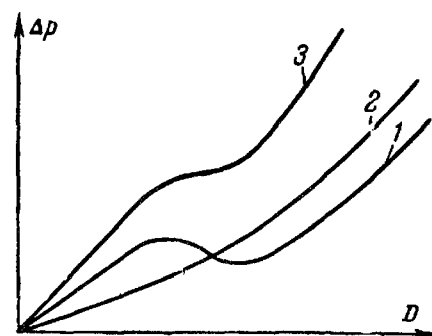


Рис. 14-14. Гидродинамическая характеристика трубы с дроссельной шайбой.
1 — сопротивление трубы, 2 — шайбы;
3 — суммарное сопротивление трубы и шайбы.

ская характеристика становится однозначной. Расчеты показывают, что, начиная с давлений 168 ат или с температуры воды на входе в испарительную трубу 190°С при постоянном обогреве трубы, характеристика стабильна.

Другим способом, выравнивающим гидродинамическую характеристику, является установка дроссельных шайб на входе в обогреваемые трубы. В этом случае перепад давления между входным и выходным коллекторами равен сумме сопротивления трубы и шайбы (рис. 14-14). Очевидно, что чем больше сопротивление шайбы, тем гидравлическая характеристика становится круче. Таким образом, подбором размера дроссельных шайб можно выправить гидродинамическую характеристику трубы.

Пульсация потока в испарительных трубах.

При некоторых гидродинамических и тепловых характеристиках испарительных труб могут возникнуть пульсационные явления. Расход пара и воды в отдельных трубах периодически изменяется. На рис. 14-15 дана кривая расходов воды и пара при пульсационных явлениях, имевших место в испарительных трубах проточного котла СПП-Н-200. Из этого графика видно, что колебания имеют периодический характер. Причем увеличению расхода пара из трубы отвечает снижение количества поступающей воды. Незатухающий характер пульсаций говорит о том, что при некоторых условиях испарительные трубы представляют собой автоколебательную систему.

Пульсационные явления, наблюдаемые в работе испарительных труб, носят чрезвычайно сложный характер и еще недостаточно

изучены. Поэтому можно лишь очень грубо описать схему процесса. Различное направление в изменении величин расхода среды на входе и выходе из трубы дает основание предположить, что давление в средней части пульсирующей трубы не остается постоянным, а также периодически изменяется. Повышение давления (рис. 14-16) связано с увеличением расхода пара из трубы и уменьшением расхода на входе. Снижение давления приводит к обратному.

При уменьшении расхода воды сокращается длина подогревательной поверхности и на эту величину увеличивается испарительная поверхность. На участке, попеременно занимаемом то водой, то пароводяной смесью, изменяется запас тепла в металле и объеме кипящей воды. Наряду с этим за счет изменения температуры кипения изменяется также количество тепла, аккумулированного в металле и воде всей испарительной поверхности. Следовательно, при повышении давления часть тепла, получаемого из топки, аккумулируется в металле труб и кипящей воде. При снижении давления это тепло снова идет на парообразование. Таким образом, некото-

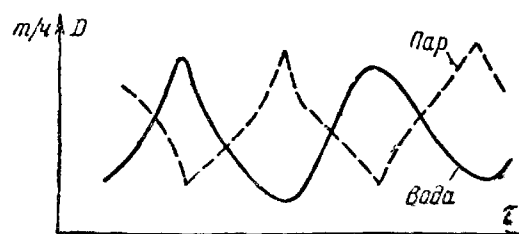


Рис. 14-15. Расход воды и пара при пульсации потока в трубах котла с принудительным движением.

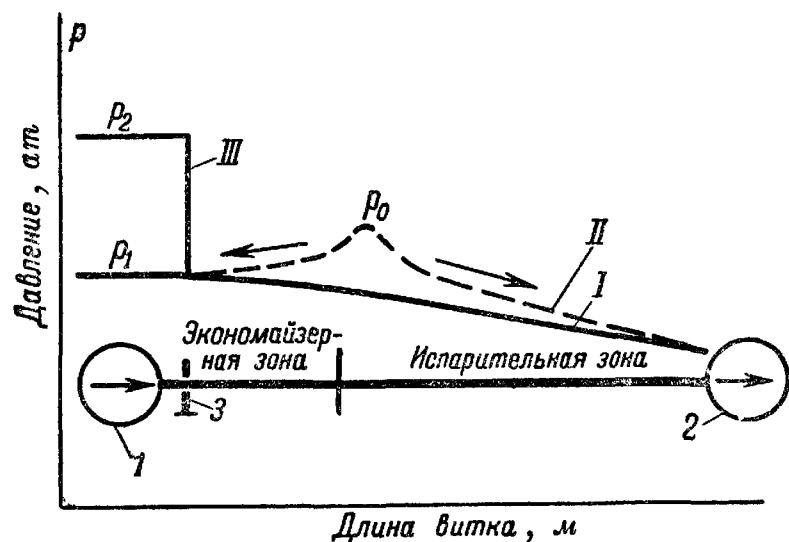


Рис. 14-16. Изменение давления по длине витка.

I — при отсутствии пульсации; II — при возникновении пульсации; III — в дроссельной шайбе; 1 — входной коллектор; 2 — выходной коллектор; 3 — дроссельная шайба.

рое количество энергии способно то аккумулироваться в объеме трубы, то снова отдаваться рабочему телу. Чем больше это количество тепла, тем интенсивней пульсация. Уменьшение количества тепла, попеременно аккумулированного в испарительных трубах, достигается увеличением гидравлического сопротивления водоподогревательного участка. Для уменьшения пульсации на входе в испарительные трубы устанавливают дроссельные шайбы. В этом случае повышение давления в витке, связанное с пульсацией, в меньшей степени изменит расход, чем при отсутствии дроссельных шайб.

Опыты показывают, что пульсация отсутствует, если отношение сопротивления водо-

подогревательного тракта к испарительному больше определенной величины:

$$\frac{\Delta p_{\text{эк}} + \Delta p_{\text{ш}}}{\Delta p_{\text{исп}}} \geq a, \quad (14-28)$$

где a — коэффициент, зависящий от давления.

Из опытных данных ЦКТИ следует, что коэффициент пропорциональности резко снижается с увеличением давления (рис. 14-17). Таким образом, чем выше рабочее давление, тем требуется более слабое дросселирование потока для устранения пульсаций расхода.

Прекращение расхода рабочего тела в отдельных трубах может иметь место в поверхностях нагрева, выполненных в виде подъемно-опускных петель (рис. 14-18). По такой схеме часто выполняют конвективные пароперегреватели, парообразующие экраны и подвесные трубы котлов принудительной циркуляции. Прекращение расхода может иметь место при удалении воздуха в момент заполнения котла водой, а в испарительных и подвесных трубах при некоторых условиях также и во время нормальной работы котла.

При удалении воздуха из вертикальных змеевиков их заполняют водой с некоторым средним расходом. При этом в опускных ветвях змеевиков вода идет не полным сечением, а в подъемных по всему сечению (рис. 14-19). В момент окончания заполнения змеевиков водой опускные участки их частично или полностью заняты воздухом, а подъемные полностью водой. Перепад давления между вход-

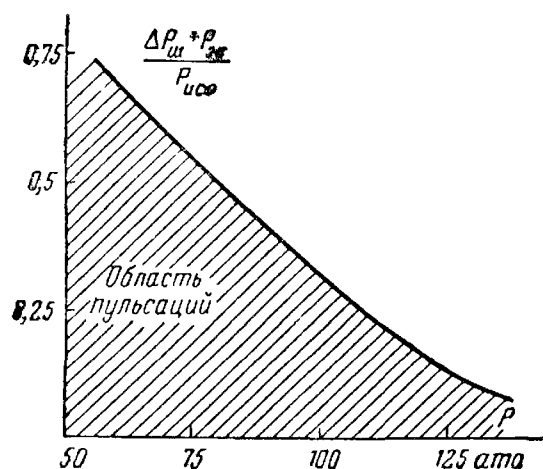


Рис. 14-17. Степень дросселирования жотока для устранения пульсации (по Б. И. Шмуклеру).

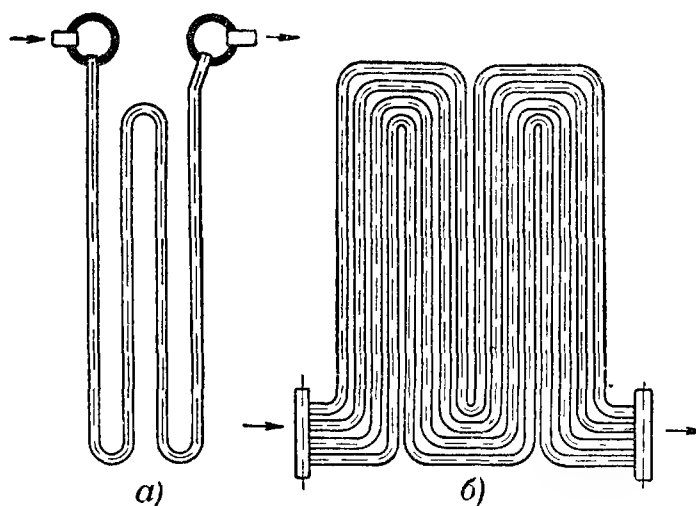


Рис. 14-18. Схема поверхности нагрева с подъемно-опускными петлями.
а — пароперегреватель; б — парообразующая поверхность.

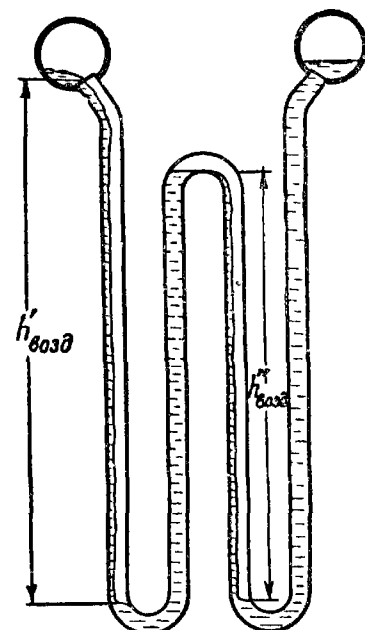


Рис. 14-19. Заполнение вертикальных змеевиков водой.

ным и выходным сечением змеевика равен разности веса столбов воды и воздуха:

$$\Delta p_{зм} = \Sigma n h_{гозд} (\gamma_{год} - \gamma_{гозд}) \text{ кг/м}^2, \quad (14-29)$$

где n — число опускных участков змеевиков; $h_{гозд}$ — высота труб, занятых воздухом, м.

Для движения воды надо создать перепад давления между коллекторами Δp_k , больший, чем $\Delta p_{зм}$. При увеличении расхода воды воздух вначале будет удален из тех змеевиков, у которых длина трубы, занятая воздухом, будет наименьшей. При этом перепад давления между коллекторами определяется сопротивлением тех змеевиков, по которым идет вода. При дальнейшем увеличении расхода сопротивление работающих змеевиков возрастает, соответственно увеличится Δp_k , что приведет к удалению воздуха из других змеевиков. Таким образом, удаление воздуха из последующих змеевиков возможно лишь при увеличении расхода воды. Наибольший расход воды, очевидно, потребуется для удаления воздуха из последнего змеевика.

Перепад давления между коллекторами может быть подсчитан по формуле (13-63), в которой величина местных сопротивлений учтена увеличением значения коэффициента трения, так что

$$k_m \frac{\lambda}{d} = \frac{\lambda}{d} + \Sigma \zeta_m, \quad (14-30)$$

Перепад давления в змеевике, опускные ветви которого полностью заполнены воздухом, согласно (14-29) равен:

$$\Delta p_{зм} = \frac{l}{2} \gamma_{год}. \quad (14-31)$$

В уравнении (14-31) принято, что $\Sigma n h_{гозд} = \frac{l}{2}$, а значение $\gamma_{гозд}$ пренебрежимо мало.

Согласно предложению Ю. О. Нови удаление воздуха может быть достигнуто при $\Delta p_k \geq \Delta p_{зм}$, что согласно уравнениям (14-30) и (14-31) после преобразований дает:

$$(\gamma w)_{год} > \sqrt{\frac{g \gamma_{год}^2 d}{k_m \lambda}}. \quad (14-32)$$

При наличии дроссельных шайб значение весовой скорости может быть уменьшено. Проводя аналогичные рассуждения, получим:

$$(\gamma w)_{год} > \sqrt{\frac{g \gamma_{год}^2}{k \frac{\lambda}{d} + \zeta_m}}, \quad (14-33)$$

где ζ_m — коэффициент сопротивления шайбы.

Из (14-32) следует, что для удаления воздуха из змеевиков при наибольшем заполнении их воздухом требуется большой расход воды, превышающий величину, которая имеет место при максимальной нагрузке котла.

При заполнении котла под повышенным давлением объем, занимаемый воздухом, уменьшается вследствие его сжатия. В этом случае удаление воздуха может быть проведено с меньшим весовым расходом воды.

Прекращение движения рабочего тела в водоподогревательных и паробразующих поверхностях нагрева может иметь место в отдельных трубах, опускные ветви которых заполнены паром. Это случится, если скорость потока в отдельных трубах будет настолько малой, что паровые пузыри не будут сноситься вниз. Так как скорость потока зависит от перепада давления между коллекторами, то согласно предыдущему, для того чтобы исключить «запаривание» отдельных витков, нужно обеспечить выполнение следующего неравенства:

$$\Delta p_k > \frac{l}{2} (\bar{\gamma}_{см}^{зан} - \gamma'') + \Delta p_{мин}, \quad (14-34)$$

где $\bar{\gamma}_{см}^{зан}$ — средний удельный вес пароводяной смеси в «запаренных» трубах, кг/м³;

$\Delta p_{мин}$ — сопротивление трубы с минимальным расходом, при котором происходит снос пузырей пара;

Δp_k — перепад давления между коллекторами, создаваемый нормально работающими трубами; может быть подсчитан по уравнению (13-65), в котором $(\gamma w)_{см}$ и $\gamma_{см}$ — средний весовой расход и удельный вес смеси.

После преобразования неравенства (14-34) окончательно получим:

$$\gamma w > \sqrt{\left[\frac{(\bar{\gamma}_{см}^{зан} - \gamma'')}{2} + \frac{\Delta p_{мин}}{l} \right] \frac{\gamma_{см} \cdot 2gd}{k_m \lambda}}. \quad (14-35)$$

Из уравнения (14-35) следует, что для предотвращения запаривания паробразующих труб необходимо создать определенную весовую скорость потока в них.

ГЛАВА ПЯТНАДЦАТАЯ

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ РАБОТА КОНТУРОВ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ

15-1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Контур естественной циркуляции является замкнутым: трубы, составляющие его, объединены коллекторами, барабаном или какой-либо другой емкостью.

В простейшем виде циркуляционный контур состоит из изогнутой трубы, которая имеет обогреваемые и необогреваемые участки, замкнутые на барабане (рис. 15-1). В обогреваемой части трубы удельный вес среды (пароводяной смеси) ниже, чем в необогреваемой (воды). Разница веса столбов жидкости в двух ветвях создает так называемый движущий напор, который и приводит в круговое движение рабочее тело, т. е. создает циркуляцию. При установившейся циркуляции движущий напор уравнивается силами сопротивления.

В общем случае контур циркуляции состоит из большего количества параллельно включенных обогреваемых и необогреваемых труб, объединенных коллекторами. Трубы с восходящим потоком пароводяной смеси называют подъемными, а с нисходящим потоком воды называют опускными или питающими.

Система параллельных труб, имеющих одинаковое конструктивное оформление и обо-

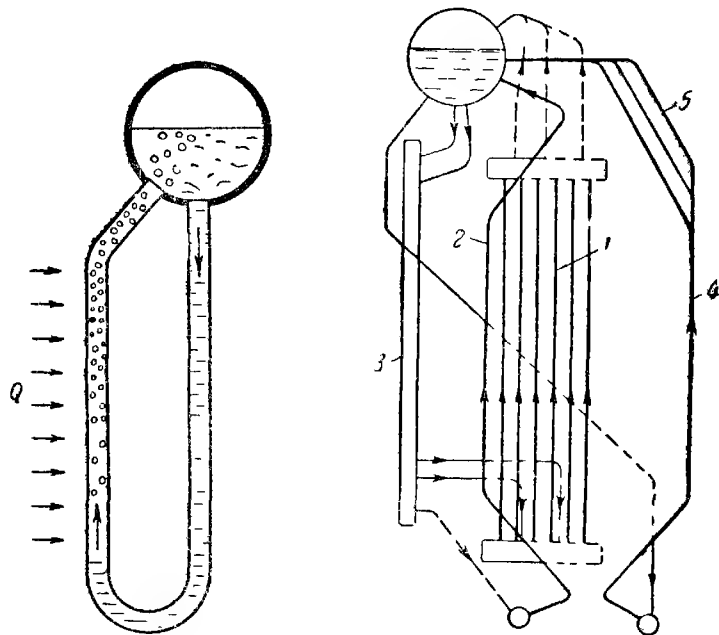


Рис. 15-1. Схема циркуляционного контура.

Рис. 15-2. Пример сложного контура.
1 — боковой экран; 2 — фронтальный экран; 3 — стояк; 4 — задний экран; 5 — фестон.

грев, называется звеном. Таким образом, циркуляционный контур состоит из системы параллельно и последовательно включенных звеньев.

Контур естественной циркуляции разделяется на простые и сложные.

В простом контуре все звенья включены последовательно. Сложный контур состоит из нескольких простых контуров, в которых некоторые звенья являются общими. На рис. 15-2 дана циркуляционная схема котла, у которого боковой и фронтальной экраны питаются водой из одного стояка, являющегося общим звеном для двух экранов. Таким образом, в этом контуре фронтальной и боковой экраны вместе составляют сложный контур. Задний экран имеет свою опускную систему, но его обогреваемые трубы в верхней части (фестон) имеют разную конфигурацию и величину обогрева. Такой контур циркуляции также является сложным, так как общим звеном у него являются опускные трубы, а каждый ряд подъемных труб представляет собой звено отдельного контура.

Обогреваемые трубы могут выводиться непосредственно в барабан котла (фронтальной и задний экраны) или в собирающий коллектор (боковой экран). В последнем случае пароводяная смесь из коллектора отводится в барабан так называемыми пароводящими трубами.

Циркуляционный контур работает надежно, если обеспечено достаточное охлаждение всех обогреваемых труб, что в свою очередь определяется условиями движения пароводяной смеси. Поэтому в задачу расчета циркуляционного контура входит определение характеристик движения рабочего тела по параллельным трубам, как подъемным, так и опускным.

15-2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНТУРОВ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ

По опускным и подъемным трубам контура циркулирует определенное количество рабочего тела. При стационарном режиме из условия материального баланса весовой расход воды в опускных трубах равен весовому

расходу пароводяной смеси в любом сечении подъемных труб:

$$\begin{aligned} \Sigma w_{on} f_{on} \gamma' &= \Sigma w_{cm} \gamma_{cm} f_{под} = \\ &= \Sigma w_{вх} f_{вх} \gamma' = \frac{D_u}{3600} \text{ кг/сек}, \end{aligned} \quad (15-1)$$

где w_{on} , $w_{вх}$, w_{cm} — скорость соответственно в опускных трубах, на входе и в произвольном сечении подъемных труб, м/сек;

f_{on} , $f_{вх}$, $f_{под}$ — площадь для прохода рабочего тела в тех же сечениях, м²;

D_u — весовой расход циркулирующей воды, кг/ч.

В контур естественной циркуляции входит вода, а выходит пароводяная смесь с большим или меньшим содержанием пара. Отношение количества воды, вошедшей в контур, к расходу полученного пара D называется кратностью циркуляции:

$$k = \frac{D_u}{D} = \frac{1}{x}. \quad (15-2)$$

Она является величиной, обратной среднему значению сухости пара на выходе из кипяtilьных труб.

Для расчета естественной циркуляции надо определить баланс движущихся сил и сил сопротивления. Наиболее легко эта задача решается для простого контура циркуляции.

На схеме рис. 15-3 показан простой циркуляционный контур с обозначениями геометрических размеров его. Полная высота циркуляционного контура определяется по разности отметок между коллектором и уровнем воды в барабане котла $h_{пол}$. В нижней части контура подъемные трубы не обогреваются на высоте $h_{до}$. Обогрев подъемных труб происходит на высоте $h_{об}$. Расстояние от уровня в барабане до самой верхней точки подъемных труб называется высотой превышения над уровнем $h_{пр}$.

В общем случае в подъемные трубы поступает вода, не догретая до кипения. Расстояние между сечением, в котором произошло закипание воды, и сечением начала обогрева называется высотой точки закипания ($h_{м.з}$). Таким образом, парообразование происходит на части обогреваемой трубы ($h_{об} - h_{м.з}$).

Движущий напор, вызывающий естественную циркуляцию, определяется разницей веса столба жидкости в опускных и подъемных трубах:

$$P_{дв} = h_{об} \gamma'_{оп} - h_{м.з} \gamma'_{под} - \bar{\gamma}_{см} (h_{об} - h_{м.з})^*, \quad (15-3)$$

где $\bar{\gamma}_{см}$ — усредненное по длине трубы значение удельного веса смеси, кг/м³;

$\gamma'_{оп}$, $\gamma'_{под}$ — удельный вес воды в опускной трубе и экономайзерном участке подъемной трубы, кг/м³.

После преобразований получим:

$$P_{дв} = h_{м.з} (\gamma'_{оп} - \gamma'_{под}) + (h_{об} - h_{м.з}) (\gamma'_{оп} - \bar{\gamma}_{см}). \quad (15-4)$$

Таким образом, движущий напор состоит из движущего напора на экономайзерном и испарительном участках. Первый член играет

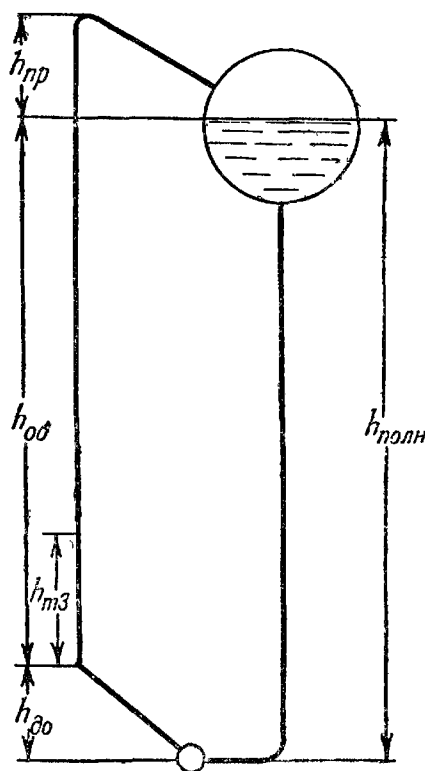


Рис. 15-3. Схема простого циркуляционного контура.

заметную роль только в котлах сверхвысокого давления. При среднем и даже высоком давлении им можно пренебречь ввиду его малости. На участке до обогрева движущий напор не создается, так как удельные веса воды в опускных и подъемных трубах равны.

* На подъем пароводяной смеси на участке $h_{пр}$ затрачивается часть движущего напора (см. стр. 251).

Движущий напор затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений как в подъемных, так и опускных трубах:

$$p_{дв} = \Delta p_{под} + \Delta p_{оп} \text{ кг/м}^2. \quad (15-5)$$

Разница между движущим напором и сопротивлением подъемных труб называется полезным напором:

$$p_{пол} = p_{дв} - \Delta p_{под} = \Delta p_{оп}. \quad (15-6)$$

Как видно из уравнения (15-6), $p_{пол}$ затрачивается на преодоление сопротивления опускных труб.

Расчет циркуляции заключается в совместном решении уравнений (15-1) и (15-6).

При расчете циркуляции должны быть заданы все конструктивные размеры контура, величина обогрева труб, энтальпия на выходе из экономайзера и др. Все эти величины берутся из теплового расчета парового котла. Таким образом, расчету циркуляции должен предшествовать тепловой расчет котла.

Для решения уравнений циркуляции надо определить ряд величин, входящих в уравнение (15-6): высоту точки закипания, движущий напор, сопротивление подъемных и опускных труб.

Сопротивление опускных труб подсчитывается по общей формуле расчета гидравлических сопротивлений:

$$\Delta p_{оп} = \left(\xi_{\Sigma} + \frac{\lambda_{оп}}{d} \right) \frac{D_{ц}^2 v'}{3600^2 \cdot 2 g f_{оп}^2} \text{ кг/м}^2, \quad (15-7)$$

где $l_{оп}$ — длина опускных труб, м.

Температура воды, входящей в опускные трубы, близка к температуре кипения, поэтому за величину v' принимается удельный объем кипящей воды.

Из формулы (15-7) видно, что гидравлическое сопротивление при заданной конструкции опускных труб зависит только от расхода циркулирующей воды $D_{ц}$.

Определение высоты точки закипания. В кипяtilьные трубы входит вода в количестве $D_{ц}$ с энтальпией $i_{вх}$, которая несколько меньше энтальпии кипящей воды $i'_{н.о.}$, соответствующей давлению в сечении начала обогрева. Следовательно, для того чтобы закипела вода при давлении в этом сечении, ее надо подогреть на величину $\Delta i_{нед} = i'_{н.о.} - i_{вх}$. Но точка закипания лежит выше входного коллектора на высоту $h_{м.з.}$. Следовательно, в сечении,

где происходит закипание воды, температура кипения ниже, чем во входном сечении, и отвечает давлению

$$p_{н.о.} = (h_{м.з.} \gamma'_{под} + \Delta p_{м.з.}) 10^{-4} \text{ кг/см}^2.$$

Если пренебречь сопротивлением на участке подогрева воды, то перепад давления между сечением начала обогрева и точкой закипания равен:

$$h_{м.з.} \gamma'_{под} \cdot 10^{-4} \text{ кг/см}^2.$$

Соответственно снижению давления недогрев до кипения уменьшается на величину

$$\frac{\partial i}{\partial p} h_{м.з.} \gamma'_{под} \cdot 10^{-4} \text{ ккал/кг}.$$

Здесь $\frac{\partial i}{\partial p}$ — изменение энтальпии кипящей жидкости с давлением.

Следовательно, количество тепла, которое необходимо затратить на подогрев воды, равно:

$$\Delta Q_{по} = \left(\Delta i_{нед} - h_{м.з.} \gamma'_{под} \cdot 10^{-4} \frac{\partial i}{\partial p} \right) D_{ц} \text{ ккал/ч}. \quad (15-8)$$

Это количество тепла получается за счет теплоотдачи от газов к поверхности нагрева. Из теплового расчета известно общее количество тепла Q_p , которое получают все экранные поверхности H_p . Тогда часовое количество тепла, полученное экраном, имеющим поверхность $H_{экр}$, равно:

$$Q_{экр} = \frac{Q_p}{H_p} H_{экр} \text{ ккал/ч}. \quad (15-9)$$

При расчете обычно принимают, что тепло по высоте трубы распределяется равномерно. Тогда каждый погонный метр поверхности экрана получает тепло в количестве

$$q_h = \frac{Q_{экр}}{h_{об}} \text{ ккал/м} \cdot \text{ч}.$$

Из условия равенства количества тепла, необходимого для подогрева воды до кипения и полученного из топки экранной поверхностью на водоподогревательном участке, можно составить следующее уравнение:

$$D_{ц} \left(\Delta i_{нед} - h_{м.з.} \gamma'_{под} \cdot 10^{-4} \frac{\partial i}{\partial p} \right) = h_{м.з.} \frac{Q_{экр}}{h_{об}}. \quad (15-10)$$

Из уравнения (15-10) высота точки закипания равна:

$$h_{т.з} = \frac{\Delta i_{нед}}{\frac{Q_{экр}}{h_{об} \cdot D_{ц}} + 10^{-4} \gamma'_{под} \frac{\partial i}{\partial p}}. \quad (15-11)$$

Следовательно, для вычисления высоты точки закипания надо определить величину недогрева до кипения в сечении начала обогрева.

Величина недогрева до кипения в этом сечении равна:

$$\Delta i_{нед} = \Delta i_{нед}^{с.б} - \Delta i_{он} + \Delta i_p, \quad (15-12)$$

где $\Delta i_{нед}^{с.б}$ — величина недогрева в верхнем барабане, $ккал/кг$;

$\Delta i_{он}$ — приращение энтальпии воды в опускных трубах при их обогреве, $ккал/кг$;

Δi_p — повышение недогрева за счет повышения давления в сечении начала обогрева по сравнению с давлением в барабане, $ккал/кг$.

Недогрев до кипения в верхнем барабане определяется энтальпией воды, поступающей из экономайзера в барабан котла, и кратностью циркуляции. На рис. 15-4 дана схема потоков рабочего тела в верхнем барабане. Уравнение энергетического баланса для верхнего барабана можно написать в виде:

$$D i''_{эк} + (k-1) D i_{кип}^{с.б} = k D i, \quad (15-13)$$

где $i''_{эк}$, $i_{кип}^{с.б}$, i — энтальпии соответственно питательной воды на входе в барабан котла, кипящей воды при давлении в барабане, смеси питательной и циркулирующей воды.

Первый член левой части уравнения (15-13) выражает количество тепла, поступающего с питательной водой, а второй член — количество тепла с кипящей водой из кипяtilьных труб. Энтальпия воды, поступающей в опускные трубы из барабана котла, подсчитывается по следующему соотношению, полученному из уравнения (15-13):

$$i = \frac{i''_{эк} + i_{кип}^{с.б}(k-1)}{k}. \quad (15-14)$$

Величина недогрева в верхнем барабане равна:

$$\Delta i_{нед}^{с.б} = i_{кип}^{с.б} - i,$$

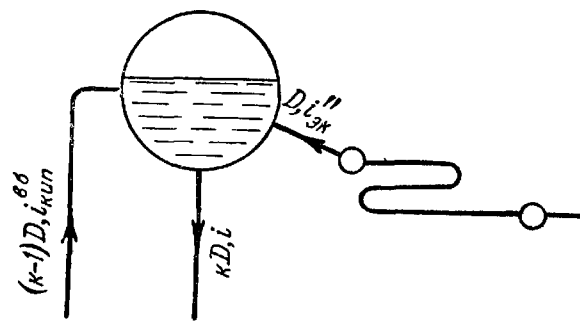


Рис. 15-4. К расчету величины недогрева в верхнем барабане.

поэтому из уравнения (15-14) получим:

$$\Delta i_{нед}^{с.б} = \frac{i_{кип}^{с.б} - i''_{эк}}{k}. \quad (15-15)$$

Как следует из уравнения (15-15), недогрев тем больше, чем ниже энтальпия воды, поступающей из экономайзера, и чем меньше кратность циркуляции. При кипящем экономайзере недогрев до кипения в верхнем барабане равен нулю.

В некоторых внутрибарабанных устройствах вода из экономайзера подается в специальное устройство (например, промывочное), где подогревается паром до температуры кипения. В этом случае недогрев до кипения также равен нулю.

Величина подогрева в опускных трубах определяется их тепловой нагрузкой и расходом воды через них:

$$\Delta i_{он} = \frac{Q_{он}}{D_{ц}}. \quad (15-16)$$

В современных энергетических котлах опускные трубы, как правило, не обогреваются и приращение энтальпии в них равно нулю.

Приращение величины недогрева за счет повышения давления в сечении начала обогрева по сравнению с барабаном равно:

$$\Delta i_p = [(h_{полн} - h_{до}) \gamma'_{он} - \Delta p_{он}] 10^{-4} \frac{\partial i}{\partial p}. \quad (15-17)$$

Окончательно высота точки закипания определится, если в уравнение (15-11) подставить величину недогрева в сечении начала обогрева из уравнений (15-12), (15-15), (15-16) и (15-17):

$$h_{т.з} = \frac{\frac{i_{кип}^{с.б} - i''_{эк}}{k} - \frac{Q_{он}}{D_{ц}} + [(h_{полн} - h_{до}) \gamma'_{он} - \Delta p_{он}] \cdot 10^{-4} \frac{\partial i}{\partial p}}{\frac{Q_{экр}}{h_{об} D_{ц}} + \gamma'_{под} \cdot 10^{-4} \frac{\partial i}{\partial p}} \text{ м.} \quad (15-18)$$

При расчете циркуляции в котлах среднего и высокого давления принимают, что удельный вес воды в опускных трубах и экономайзерном участке подъемных труб равен удельному весу кипящей воды:

$$\gamma'_{оп} = \gamma'_{под} = \gamma'.$$

Из уравнения (15-18) следует, что высота точки закипания при данных конструктивных размерах и величине обогрева циркуляционного контура зависит от расхода жидкости, циркулирующей через контур, и кратности циркуляции для всего котла в целом.

Определение движущего напора обогреваемых труб. Для определения движущего напора обогреваемых труб надо знать средний удельный вес пароводяной смеси в обогреваемых трубах. Как было показано в предыдущих разделах, удельный вес пароводяной смеси определяется долей сечения, занятой паром [уравнение (13-22)]. В обогреваемой трубе доля сечения, занятая паром, изменяется по длине трубы. В точке закипания $\varphi = 0$, а на выходе имеет максимальное значение. Соответствующим образом изменяется и удельный вес пароводяной смеси.

При усреднении удельного веса смеси принимают, что тепловая нагрузка по длине постоянна. Тогда среднее значение удельного веса смеси может быть выражено уравнением

$$\bar{\gamma}_{см} = \gamma' - \frac{\gamma' - \gamma''}{h_{об} - h_{м.з}} \int_0^{h_{об} - h_{м.з}} \varphi \, dl. \quad (15-19)$$

Подставляя вместо значения φ его выражение через объемное паросодержание β и заменяя в последнем значение приведенных скоростей воды и пара через расход циркулирующей воды и величину обогрева погонного метра экранной поверхности, получим:

$$\bar{\gamma}_{см} = \gamma' - c \frac{(\gamma' - \gamma'')}{h_{об} - h_{м.з}} \int_0^{h_{об} - h_{м.з}} \frac{\frac{Q_{экр}}{f h_{об} r \gamma''} l}{\frac{D_u}{f \gamma'} + \frac{Q_{экр} (\gamma' - \gamma'')}{f h_{об} \gamma' \gamma'' r} l} dl. \quad (15-20)$$

После интегрирования уравнения (15-20) получим:

$$\bar{\gamma}_{см} = \gamma' - c \gamma' \left\{ 1 - \frac{1}{\frac{\omega_0''}{\omega_0} \frac{(\gamma' - \gamma'')}{\gamma'}} \ln \left[1 + \frac{\omega_0''}{\omega_0} \frac{(\gamma' - \gamma'')}{\gamma'} \right] \right\}. \quad (15-21)$$

В этом уравнении ω_0'' — приведенная скорость пара в выходном сечении обогреваемых труб.

В необогреваемых трубах постоянного сечения приведенная скорость пара и воды не меняется по длине трубы. Поэтому значение удельного объема пароводяной смеси рассчитывается по уравнениям (13-22), (13-25) и (13-33), из которых имеем:

$$\bar{\gamma}_{см} = \gamma' - c \frac{\frac{\omega_0''}{\omega_0} (\gamma' - \gamma'')}{1 + \frac{\omega_0''}{\omega_0} \frac{(\gamma' - \gamma'')}{\gamma'}}. \quad (15-22)$$

В случае переменного сечения пароотводящих труб удельный вес смеси остается постоянным, так как отношение приведенных скоростей пара и воды в формуле (15-22) не изменяется.

В нормах расчета циркуляции ЦКТИ (1950 г.) доля сечения, занятая паром, определяется по номограмме в зависимости от двух параметров $\frac{\omega_0''}{\omega_0}$ и $\frac{\omega_0^2}{d}$ (рис. 15-5). Эта номограмма составлена для вертикальной трубы с давлением смеси 32 ат. При определении значения φ для других давлений и наклона труб вводятся поправки в виде сомножителей на давление k_p по рис. 15-6 и наклону трубы k_α по рис. 15-7. Искомое значение доли сечения, заполняемого паром, подсчитывается как $\varphi = \varphi_0 k_p k_\alpha$.

Удельный вес пароводяной смеси и для обогреваемых и необогреваемых труб, как следует из уравнений (15-21) и (15-22), при данной конструкции экрана зависит от приведенной скорости пара и воды. В свою оче-

редь приведенная скорость пара зависит от высоты точки закипания, которая, как следует из уравнения (15-18), определяется расходом циркулирующей воды и кратностью циркуляции. Таким образом, для данной конструкции экрана удельный вес смеси является функцией двух параметров: расхода циркулирующей воды (приведенной скорости) и кратности циркуляции.

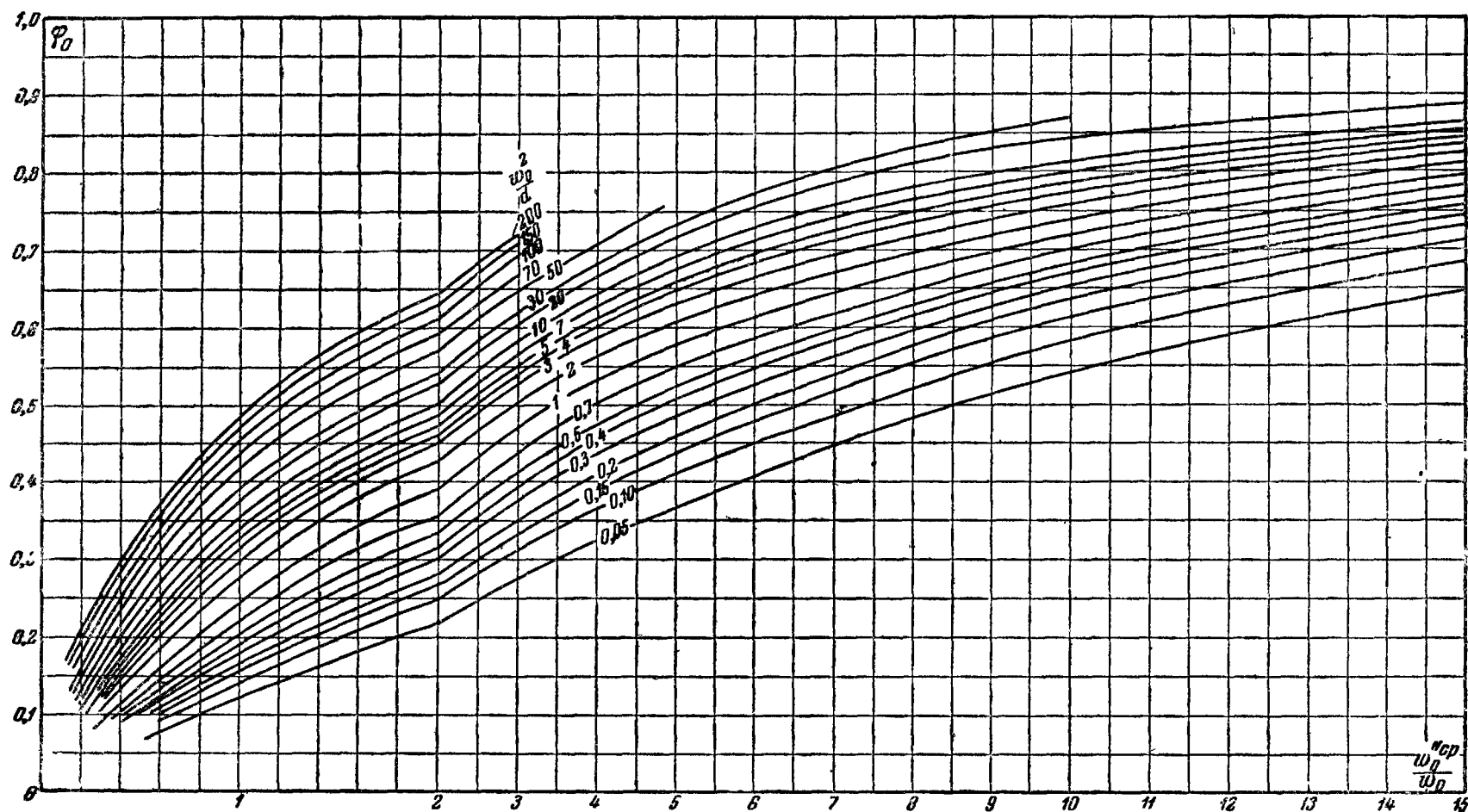


Рис. 15-5. Зависимость доли сечения, занимаемой паром, в вертикальной трубе при $p=32 \text{ атм.}$ (Усредненное значение приведенной скорости пара подсчитывается как среднее арифметическое между начальным и конечным значениями).

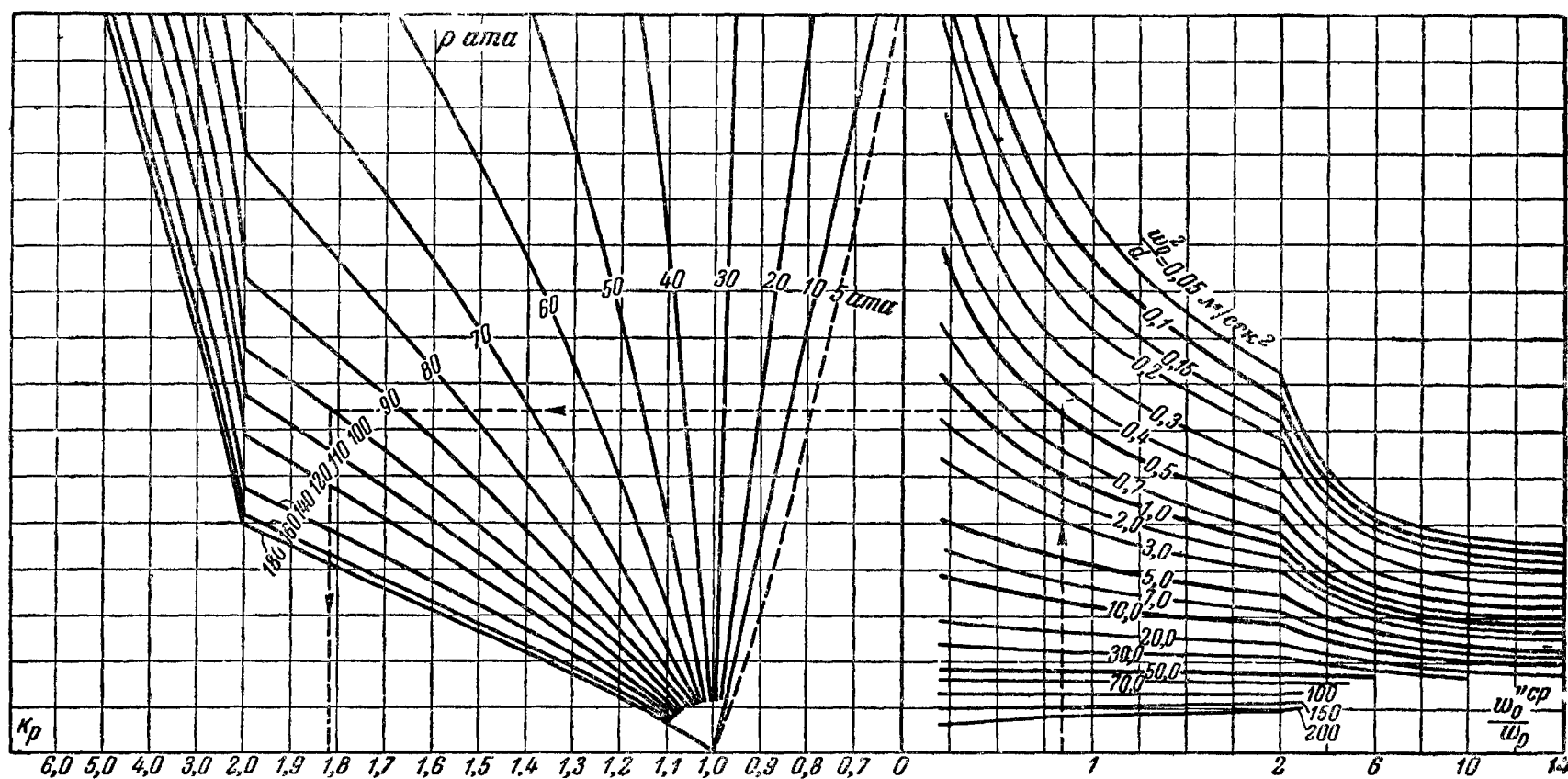


Рис. 15-6. Поправочный коэффициент по давлению k_p к номограмме ЦКТИ.

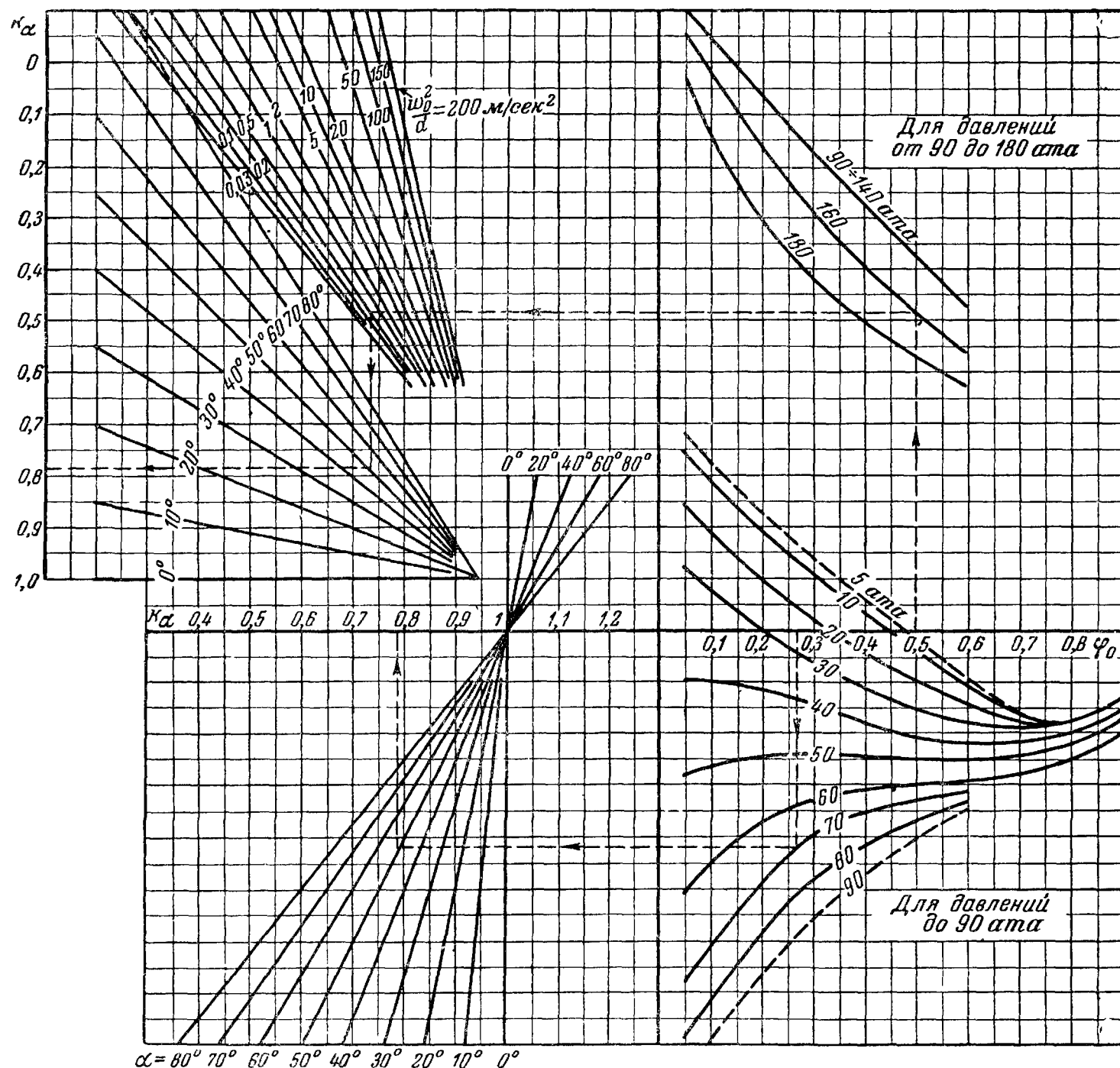


Рис. 15-7. Поправочный коэффициент для наклонных труб k_α к номограмме ЦКТИ.

Сопротивление подъемных труб складывается из сопротивления водоподогревательного и парообразующего участков и сопротивления, связанного с подъемом смеси выше уровня в барабане котла, $\Delta p_{прев}$:

$$\Delta p_{под} = \Delta p_{эк} + \Delta p_{ноб} + \Delta p_{прев}. \quad (15-23)$$

Гидравлические сопротивления на экономайзерном и парообразующем участках рассчитываются по уравнениям (13-63) и (13-66):

$$\begin{aligned} \Delta p_{под} = & \left(\Sigma \zeta + \frac{\lambda l}{d} \right)_{эк} \frac{D_u^2 \cdot v'}{2g f_{нед}^2 \cdot 3600^2} + \\ & + \left(\Sigma \zeta + \frac{\lambda l}{d} \right)_{ноб} \frac{D_u^2 \cdot v'}{2g f_{под}^2 \cdot 3600^2} \times \\ & \times \left[1 + A \frac{(\omega_0')_{ср}}{\omega_0} \right] + \Delta p_{прев}. \end{aligned} \quad (15-24)$$

Приведенная скорость пара в уравнении (15-24) подсчитывается как среднеарифмети-

ческое между начальным и конечным значениями:

$$(w_0'')_{cp} = \frac{w_0'' + 0}{2}.$$

При определении значения φ по номограммам ЦКТИ расчет гидравлических сопротивлений парообразующего участка производится по формуле (13-65), при этом приведенная скорость пара также подсчитывается как среднеарифметическая.

При вводе паросодержащих труб выше уровня воды в барабане часть движущего напора затрачивается на подъем пароводяной смеси выше уровня. Этот перепад давления рассчитывается как разница между весом столба пароводяной смеси на подъемном участке и насыщенного пара на опускном. После преобразования это дает:

$$\Delta p_{прев} = (\gamma' - \gamma'')(1 - \varphi) h_{прев}, \quad (15-25)$$

где φ — доля сечения, занятая паром, на подъемном участке труб.

Из уравнения (15-24) следует, что гидравлическое сопротивление парообразующих труб при данной конструкции контура также зависит от двух величин: расхода циркулирующей воды и кратности циркуляции.

Решение уравнений циркуляции проводится графическим путем. Как было показано раньше, обе части уравнения (15-6) являются функциями двух величин: расхода циркулирующей жидкости и кратности циркуляции. Поэтому если задаться величиной кратности циркуляции, то обе части уравнения будут зависеть только от расхода циркулирующей воды.

На графике в координатах $p_{пол}(\Delta p_{он}) - D_u$ по нескольким произвольным значениям расхода строят кривые, выражающие изменение сопротивления опускных труб и полезного напора от расхода циркулирующей воды (рис. 15-8). Координаты точки пересечения кривых и дают корни уравнения (15-6).

Таким образом, в результате решения уравнения становятся известным расход циркулирующей воды через контур, полезный напор и сопротивление опускных труб.

После решения уравнений циркуляции всех контуров определяют среднее значение кратности циркуляции для всего котла в целом. Если величиной кратности циркуляции задались неправильно, то производят пересчет. В большинстве случаев такой пересчет делать не приходится, так как представляется

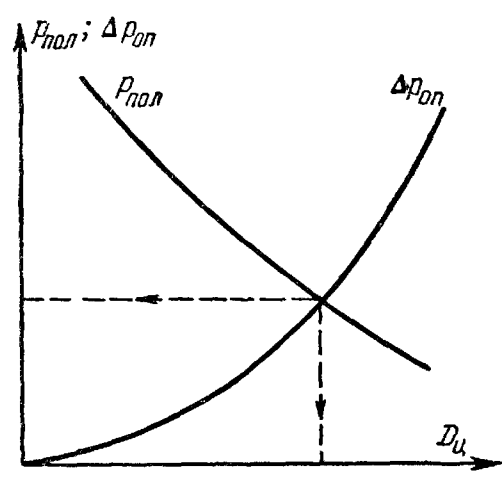


Рис. 15-8. Графическое решение уравнений циркуляции простого контура.

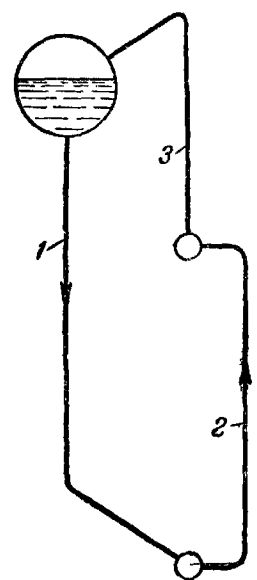


Рис. 15-9. Схема контура с пароотводящими трубами. 1 — опускные трубы; 2 — обогреваемые экраны; 3 — пароотводящие трубы.

возможным достаточно точно оценить кратность циркуляции в зависимости от конструкции котла и его рабочих параметров. В табл. 15-1 для подобной оценки даны примерные значения кратности циркуляции для некоторых конструкций котлов.

Таблица 15-1

Примерные значения кратности циркуляции

Тип котла	Давление в барабане, ат	Кратность, т/т
Трехбарабанный с экранами . .	30—35	40—45
Однобарабанный с сильно развитыми экранами	30—35	20—25
То же высокого давления . . .	110	8—10
То же сверхвысокого давления	140—170	6—8

Расчет циркуляции удобнее вести в определенной последовательности (табл. 15-2), причем одновременно расчет ведется на три-четыре значения расхода циркулирующей воды.

Особенности расчета циркуляции в контуре с пароотводящими трубами. В таком контуре (рис. 15-9) движущий напор образуется как в обогреваемых экранных, так и необогреваемых пароотводящих трубах. Полезный напор всего контура в целом будет складываться из полезного напора экранных и пароотводящих труб и затрачиваться на преодоление сопротивления опускной системы:

$$p_{пол}^{экр} + p_{пол}^{пароотв} = \Delta p_{он}. \quad (15-26)$$

Таблица 15-2

Порядок проведения расчетов циркуляции

Определяемые величины	Обозначения	Размерность	Значения расхода циркулирующей воды		
			$D_{ц1}$	$D_{ц2}$	$D_{ц3}$
Расчет сопротивления опускаемых труб	$\Delta p_{оп}$	кг/м^2			
Определение высоты точки закипания	$h_{тз}$	м			
Определение движущего напора обогреваемых труб	$p_{дв}$	кг/м^2			
Определение сопротивления подъемных труб	$\Delta p_{под}$	кг/м^2			
Определение величины полезного напора	$p_{пол}$	кг/м^2			

Решение уравнения (15-26) проводится тем же способом, что и для простого контура. На графике в координатах $p_{пол}(\Delta p_{оп}) - D_{ц}$ строят кривые полезного напора экранных и паропроводящих труб и сопротивление опускаемых труб (рис. 15-10). Суммирование полезных напоров производят при постоянном значении расхода циркулирующей воды, так как экранные и паропроводящие трубы включены последовательно. Координаты точки пересечения кривых полезного напора всего контура и сопротивления опускаемых труб дают значение расхода циркулирующей воды и полезного на-

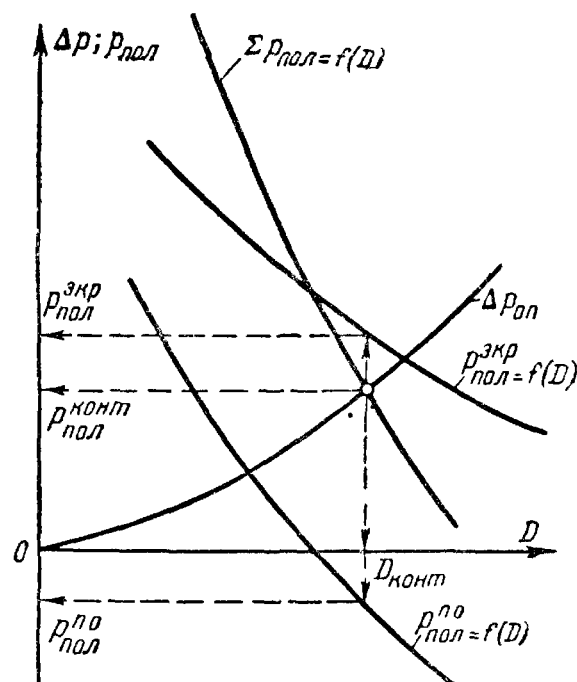


Рис. 15-10. Графическое решение уравнений циркуляции для простого контура с паропроводящими трубами.

пора контура. Полезный напор, развиваемый экранными трубами, выражается ординатой точки кривой полезного напора, отвечающей найденному значению расхода циркулирующей воды. Аналогичным путем может быть найден полезный напор паропроводящих труб.

Обычно количество паропроводящих труб значительно меньше экранных. Поэтому при определенных расходах циркулирующей воды полезный напор паропроводящих труб может быть отрицательным. Значит, при таких расходах движущий напор в них меньше гидравлического сопротивления. В этом случае полезный напор экранных труб частично затрачивается на преодоление сопротивления паропроводящих труб.

Расчет циркуляции в сложных контурах. Большей частью в сложных контурах циркуляции общим звеном является часть или вся опускаемая система. На рис. 15-11 схематически показана циркуляционная схема конвективного пучка с отдельной опускающей системой.

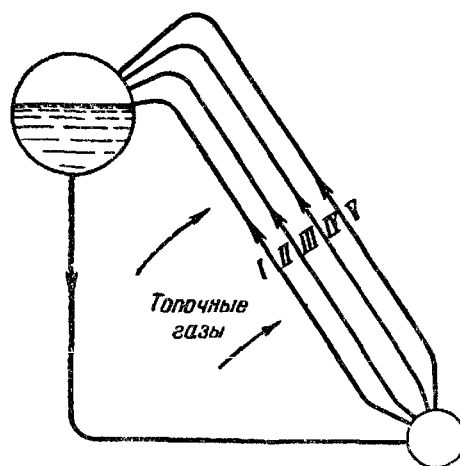


Рис. 15-11. Циркуляционная схема конвективного пучка.

Каждый ряд труб пучка обогревается по-разному и представляет собой различные звенья, включенные параллельно. Подъемные трубы одного ряда и опускаемые трубы представляют собой контуры циркуляции, у которых общей является опускаемая система.

Уравнения циркуляции для сложного контура, имеющего общую опускающую систему, запишутся в виде:

$$\left. \begin{aligned} p_{пол}^I &= \Delta p_{оп}, \\ p_{пол}^{II} &= \Delta p_{оп}, \\ &\vdots \\ p_{пол}^n &= \Delta p_{оп}; \end{aligned} \right\} \quad (15-27)$$

$$D_{ц}^I + D_{ц}^{II} + \dots + D_{ц}^n = D_{ц}. \quad (15-28)$$

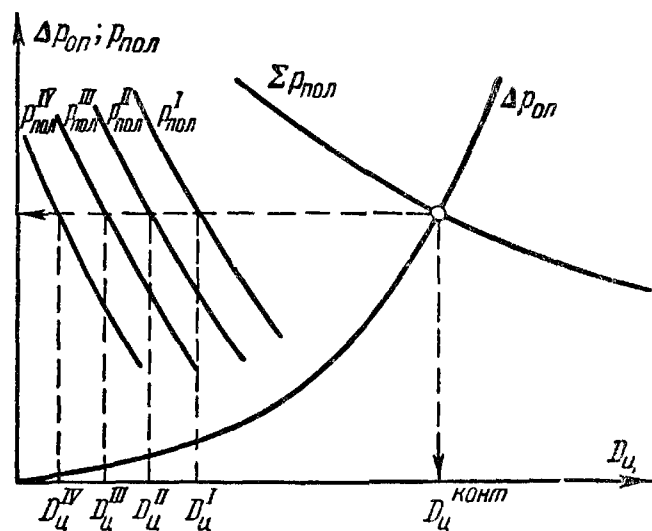


Рис. 15-12. Графическое решение уравнений циркуляции для сложного контура.

В этих уравнениях величины с индексами I, II, ..., n относятся к соответствующему ряду контура.

Уравнения циркуляции (15-27) и (15-28) решаются графически. По произвольным значениям расхода циркулирующей воды строят кривые полезного напора для каждого контура в отдельности (рис. 15-12). Затем производят суммирование расходов при постоянных значениях полезного напора. Ордината точки пересечения кривых полезного напора контура $\Sigma p_{пол}^{конт}$ и сопротивления опускных труб дают значение полезного напора, при котором работают все подъемные звенья. Абсцисса этой точки определяет расход циркулирующей воды через весь контур в целом. Расходы воды через каждый ряд труб находятся по абсциссам точек пересечения прямой найденного полезного напора контура с соответствующими кривыми полезных напоров.

Из рис. 15-12 видно, что кривая полезного напора наименее обогреваемого ряда располагается левее остальных кривых. Поэтому расход воды через слабо обогреваемый ряд труб будет наименьшим.

У сложного контура, представленного на рис. 15-2, общей является часть опускной системы (стояк). Решение уравнений циркуляции проводится аналогичным путем, исходя из того, что давление в общих точках контуров является одинаковым. На диаграмме циркуляции строится кривая сопротивления общего участка в функции расхода циркулирующей воды. Затем строятся кривые полезного напора каждого контура за вычетом сопротивления водотводящих труб, принадлежащих к данному контуру. Суммирование

расходов также проводится при одинаковом значении полезного напора. Точка пересечения кривой полезного напора всего контура с сопротивлением опускных труб дает решение уравнений циркуляции.

15-3. ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ

Образование свободного уровня и опрокидывание циркуляции

Конечной целью циркуляционных расчетов является оценка надежности работы парогенерирующих труб, входящих в контур естественной циркуляции. Эта задача является сложной, так как работа контура естественной циркуляции зависит не только от его конструкции, но и от условий эксплуатации котла.

Недостаточное охлаждение стенки трубы может иметь место при расслоении потока в отдельных горизонтальных или слабонаклонных трубах, нарушении смачиваемости части или всего периметра трубы жидкой пленкой при больших значениях сухости пара, омывании обогреваемой трубы потоком пара с малой скоростью (свободный уровень и опрокидывание циркуляции).

Надежное охлаждение может быть нарушено при отложении шлама или накипи на внутренней поверхности трубы. Наличие этих отложений главным образом свидетельствует о неблагополучии водного режима котла, но в ряде случаев является следствием дефектов циркуляции. Образование накипи может иметь место и при нормальном водном режиме при «пересыхании» пленки жидкости вследствие малой кратности циркуляции. Выпадение шлама в большинстве случаев происходит в горизонтальных или слабонаклонных трубах при малых скоростях циркуляции.

Нарушение нормального охлаждения парогенерирующих труб может быть устойчивым и сохраняться в течение длительного времени при определенных нагрузках котла. В других случаях ухудшение условий охлаждения трубы может быть кратковременным и только при определенных режимах, часто нестационарных, вызванных изменением тепловыделения в топке, давления в барабане котла и др.

Возникновение как тех, так и других ненадежных режимов циркуляции обычно связано с наличием тепловой и гидравлической

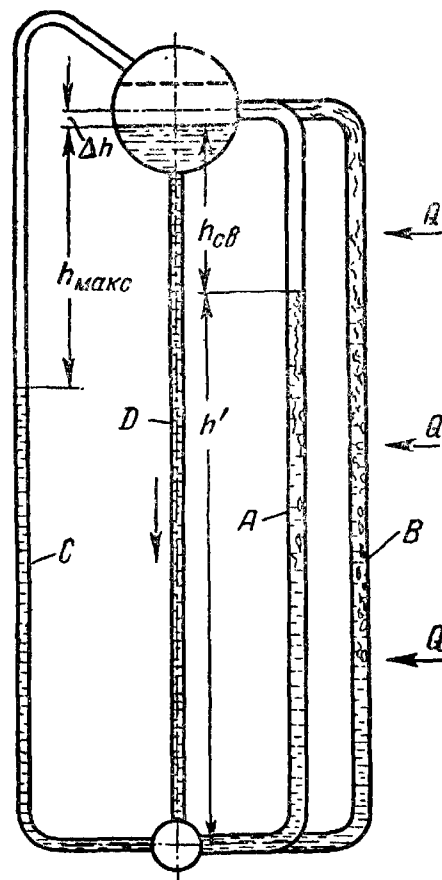


Рис. 15-13. Схема контура естественной циркуляции.

неравномерности в работе параллельно включенных труб.

Задача, таким образом, заключается в том, чтобы по данным расчета циркуляции и условиям работы контуров естественной циркуляции выявить границы существования ненадежных режимов.

Образование режимов со свободным уровнем происходит в слабо обогреваемых трубах, работающих параллельно с сильно обогреваемыми трубами. На рис. 15-13 схематически показан контур естественной циркуляции, имеющий обогреваемые трубы с разной тепловой нагрузкой. Все обогреваемые трубы контура в данном случае введены в паровой объем барабана котла. По величине обогрева трубы контура разбиты на три неравные группы: нормально обогреваемые трубы B, которых большинство в циркуляционном контуре, слабо обогреваемая A и необогреваемая труба C.

В необогреваемой трубе C, как в дифманометре, установится вода на определенном уровне ($h_{он} - h_{макс}$), характеризующем перепад давления между барабаном и нижним коллектором, который равен:

$$\Delta p = h_{он} \gamma' - \Delta p_{он} = (h_{он} - h_{макс}) \gamma' + h_{макс} \gamma'' \quad (15-29)$$

Из уравнения (15-29) можно получить расстояние от уровня в барабане в необогреваемой трубе:

$$h_{макс} = \frac{\Delta p_{он}}{\gamma' - \gamma''} \quad (15-30)$$

Если труба на высоте ($h_{он} - h_{макс}$) не обогревается, а на высоте $h_{макс}$ будет обогреваться, то положение уровня от этого не изменится, поскольку обогрев выше уровня не вызовет циркуляцию в этой трубе. Но этот обогрев приведет к значительному, вплоть до температуры окружающих газов, повышению температуры стенки трубы из-за малого коэффициента теплоотдачи от стенки к неподвижному пару.

В том случае, если обогрев будет небольшим (труба A), то в ней может образоваться свободный уровень в точке, несколько превышающей свободный уровень в необогреваемой трубе.

При образовании режима со свободным уровнем поступление воды в слабо обогреваемую трубу равно количеству образующегося пара, который барботирует через воду.

Для слабо обогреваемой трубы перепад давлений между верхним и нижним барабанами равен:

$$h_{он} \gamma' - \Delta p_{он} = (h_{он} - h_{св}) \bar{\gamma}_{см} + h_{св} \gamma'' + \Delta p_A \quad (15-31)$$

что после преобразования дает:

$$h_{он} (\gamma' - \bar{\gamma}_{см}) + h_{св} (\bar{\gamma}_{см} - \gamma'') - \Delta p_A = \Delta p_{он} \quad (15-32)$$

Левая часть уравнения (15-32) выражает полезный напор трубы, в которой образовался свободный уровень; причем движущий напор состоит из двух частей: движущего напора на участке до свободного уровня и выше него.

В обогреваемых трубах при отсутствии свободного уровня ($h_{св} = 0$) баланс движущих сил и сопротивлений в принятых здесь обозначениях запишется обычным образом:

$$h_{он} (\gamma' - \bar{\gamma}_{см}^{ср}) - \Delta p_{под} = \Delta p_{он} \quad (15-33)$$

Сравнивая уравнения (15-32) и (15-33), замечаем, что в трубе со свободным уровнем движущий напор на парообразующем участке меньше, чем сопротивление опускных труб. Следовательно, если при заданном минималь-

ном обогреве движущий напор получается меньше, чем у контура в целом, наступит режим со свободным уровнем.

Граница перехода с нормального режима циркуляции на режим со свободным уровнем может быть определена из построения диаграммы циркуляции. На рис. 15-14 дан график расчета циркуляции контура, в котором имеются трубы с разным обогревом. Полезный напор, отвечающий образованию свободного уровня $p_{св}$, будет находиться на пересечении кривой полезного напора данной трубы с вертикальной прямой, отсекающей величину расхода воды, равной расходу пара $D_n^{m.p.}$. Если этот напор будет равен или меньше полезного напора, развиваемого контуром циркуляции, то наступит режим со свободным уровнем. Если полезный напор в отдельной слабо обогреваемой трубе, отвечающий режиму со свободным уровнем, будет больше, чем суммарный полезный напор контура, то свободного уровня не будет. Таким образом, граница перехода от режимов со свободным уровнем к нормальным выражается неравенством

$$\frac{p_{пол}}{p_{св}} < 1,$$

которое после введения коэффициента запаса, равного 0,9, переписывается в виде:

$$\frac{p_{пол}}{p_{св}} < 0,9. \quad (15-34)$$

При расчете полезного напора трубы со свободным уровнем пренебрегают сопротивлением подъемных труб ввиду его малости:

$$p_{св} = h_{об} \varphi_{бар} (\gamma' - \gamma''),$$

где $\varphi_{бар}$ — доля сечения, занятого паром при барботаже его через слой воды [см. формулу (13-38)].¹

Изменение давления в барабане котла влияет на условия образования свободного уровня. При этом опасным является повышение давления, а не его снижение. Действительно, при снижении давления в барабане котла во всех трубах циркуляционного контура получается дополнительное количество пара за счет тепла, аккумулированного в металле и воде испарительных труб. Содержание воды, находящейся при температуре кипения в слабо обогреваемых трубах, больше, чем в сильно обогреваемых как за счет меньшего объема, занятого паром, так и за счет увеличения экономайзерного участка. Поэтому во время

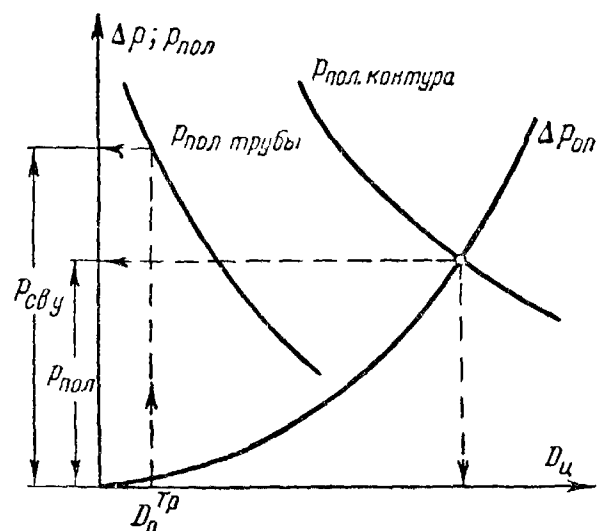


Рис. 15-14. Диаграмма циркуляции к расчету полезного напора при образовании свободного уровня.

падения давления в барабане котла количество пара, полученного за счет аккумулированного тепла, будет больше в слабо обогреваемых трубах, что эквивалентно дополнительной тепловой нагрузке в них.

Напротив, в момент повышения давления в барабане котла слабо обогреваемые трубы ставятся в худшие условия, так как часть тепла, полученного из топки, в большей мере идет на нагрев воды и металла до новой температуры, отвечающей точке кипения при новом значении давления.

Опрокидывание циркуляции. При некоторых условиях слабо обогреваемые трубы, выведенные в водяной объем барабана котла, могут работать как опускные. При малых скоростях опускного потока паровые пузыри могут очень медленно всплывать вверх или сноситься вниз.

При этом паровые пузыри объединяются, в результате чего может быть заполнена паром значительная часть сечения трубы. Особенно часто это имеет место в наклонных трубах вблизи их верхней образующей. Это приводит к резкому снижению коэффициента внутренней теплоотдачи и перегреву металла трубы.

Закон изменения сопротивления обогреваемых опускных труб зависит от количества образующегося в них пара. Перепад давления между верхним коллектором (барабаном) и нижним коллектором применительно к обогреваемой трубе, работающей в опускном режиме, будет выражен в виде следующей формулы:

$$h_{он} (\gamma' - \bar{\gamma}_{см}) + \Delta p_{нод} = \Delta p_{он}. \quad (15-35)$$

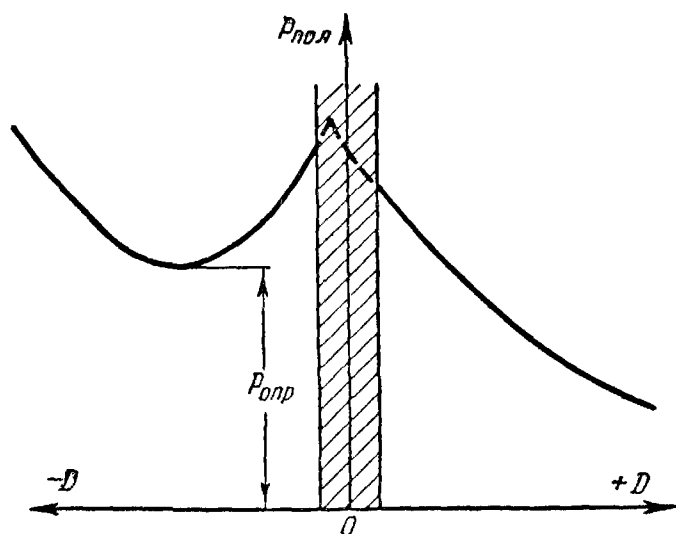


Рис. 15-15. Циркуляционная характеристика вертикальной трубы.

Используя уравнение (15-35), можно построить кривую изменения полезного напора в левом квадрате циркуляционной диаграммы (в области отрицательных скоростей потока). В области положительных расходов $P_{поп}$ строится обычным образом. Полная диаграмма циркуляции схематически представлена на рис. 15-15. С увеличением расхода воды в трубе с опускным режимом ее полезный напор — первый член левой части уравнения (15-35) — падает, а затем возрастает. Начальное падение напора объясняется снижением величины $(\gamma' - \gamma_{см})$ и относительно малым возрастанием сопротивления вследствие снижения количества пара в опускной обогреваемой трубе. При дальнейшем увеличении расхода воды сопротивление трубы возрастает по квадратичному закону.

В заштрихованной области малых расходов, как положительных, так и отрицательных, режим для вертикальных труб неустойчив: подъемное движение сменяется опускным, т. е. имеет место пульсационный режим движения потока. В наклонных трубах при этом может иметь место устойчивый расслоенный режим.

Как следует из рис. 15-15, минимальный напор, при котором имеет место устойчивое нисходящее движение потока, отвечает точке перегиба кривой полезного напора в левой части диаграммы. Этот напор носит название предельного напора по опрокидыванию циркуляции $P_{опр}$.

При совместной работе труб с разным обогревом полезный напор, при котором работает контур естественной циркуляции, может быть больше или меньше $P_{опр}$. Если величина

полезного напора контура меньше предельного напора, то опрокидывание не будет иметь места. Если полезный напор равен или больше предельного напора, то в этой трубе возможен режим с опрокидыванием циркуляции. Таким образом, условие отсутствия опрокидывания циркуляции состоит в следующем неравенстве:

$$\frac{P_{поп}}{P_{опр}} < 0,9. \quad (15-36)$$

Здесь коэффициент запаса также принят равным 0,9.

Для определения величины полезного напора трубы при опрокидывании в ней циркуляции надо построить характеристику полезного напора в левом квадрате циркуляции. Однако это требует трудоемкой работы. Для облегчения расчетов построены номограммы. По номограмме ЦКТИ рис. 15-16 находится удельный полезный напор при опрокидывании циркуляции, а по номограмме рис. 15-17 определяется поправка на величину сопротивления трубы. Тогда

$$P_{опр} = h_{об} P_{уд} k_z. \quad (15-37)$$

В окончательном виде условие отсутствия опрокидывания циркуляции записывается в виде:

$$\frac{P_{поп}}{P_{уд} h_{об} k_z} < 0,9. \quad (15-38)$$

В обогреваемых трубах, выведенных в паровой объем, опускной режим не может иметь места, так как отсутствует возможность поступления воды в них непосредственно из барабана котла.

В контурах естественной циркуляции, имеющих промежуточные коллекторы, возможен режим опрокидывания циркуляции с поступлением воды из коллектора. В этом случае проверку режима на опрокидывание циркуляции надо вести по значению полезного напора между нижним и промежуточным коллекторами.

Нарушения в работе опускных труб

Нормальная работа циркуляционного контура обеспечивается достаточным и непрерывным поступлением воды в подъемные трубы. Значительное снижение ее количества, а тем более полное прекращение питания неизбежно приведет к циркуляционным повреждениям обогреваемых труб.

Снижение расхода воды, поступающей в опускные трубы, может иметь место при

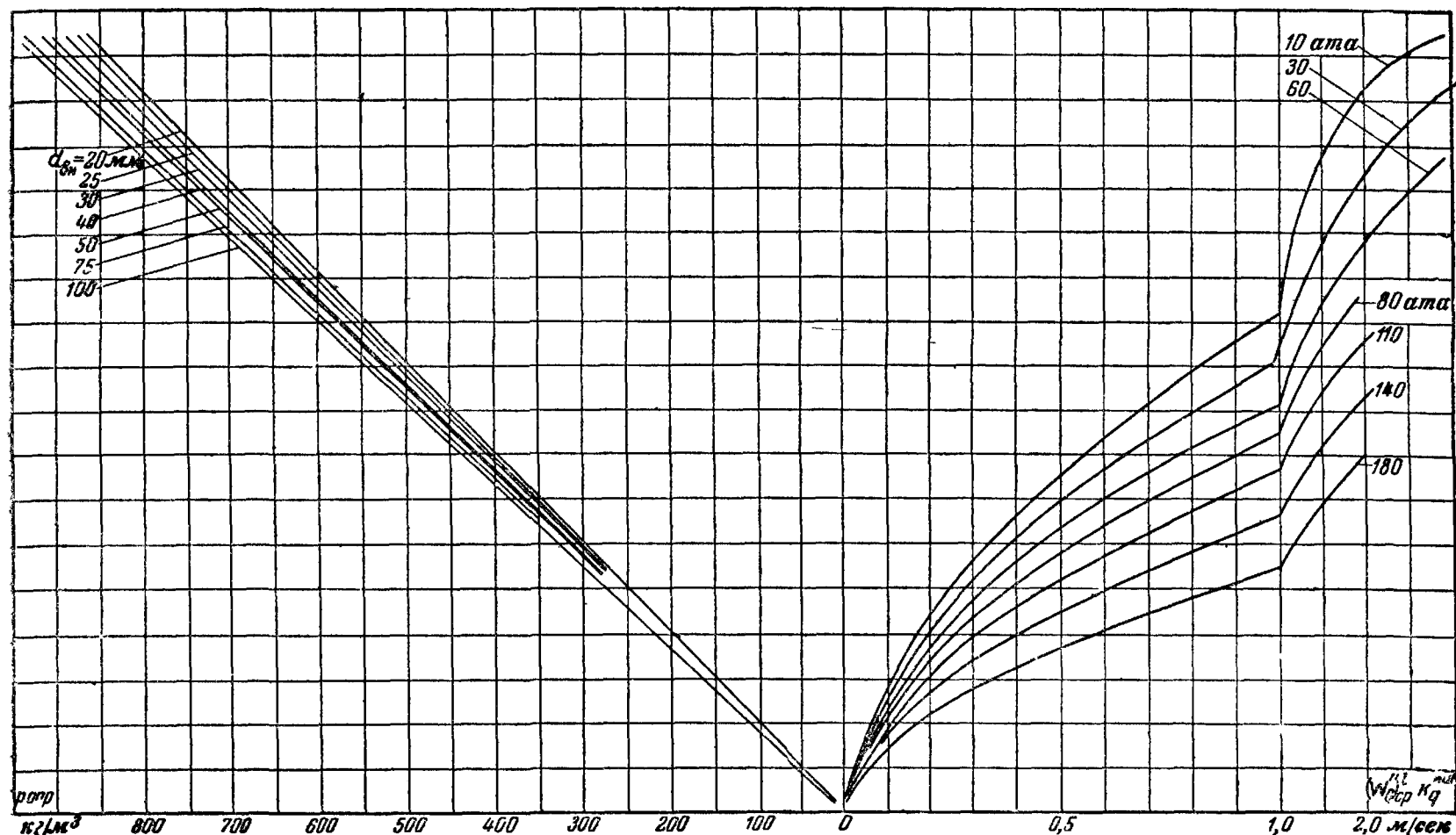


Рис. 15-16. Номограмма ЦКТИ для определения удельного полезного напора при опрокидывании циркуляции.

увеличении их гидравлического сопротивления вследствие образования в них пара. Пар в опускные трубы может попасть разными путями: в результате парообразования при их обогреве, вскипания воды при резком падении давления, захвата пара из барабана котла или коллектора, к которому они присоединены.

Образование пара в опускных трубах допускается в той мере, в какой это не приводит к ухудшению циркуляции. При попадании пара в опускные трубы, с одной стороны, увеличивается их сопротивление, с другой — изменяется полезный напор. Если при этом запас по свободному уровню и опрокидыванию циркуляции остается достаточным, то работа опускных труб с некоторым количеством пара допустима.

Парообразование в опускных трубах при их обогреве. Как правило, в современных энергетических котлах опускные трубы не обогреваются. Обогрев опускных труб используется лишь в котлах низкого и среднего давления

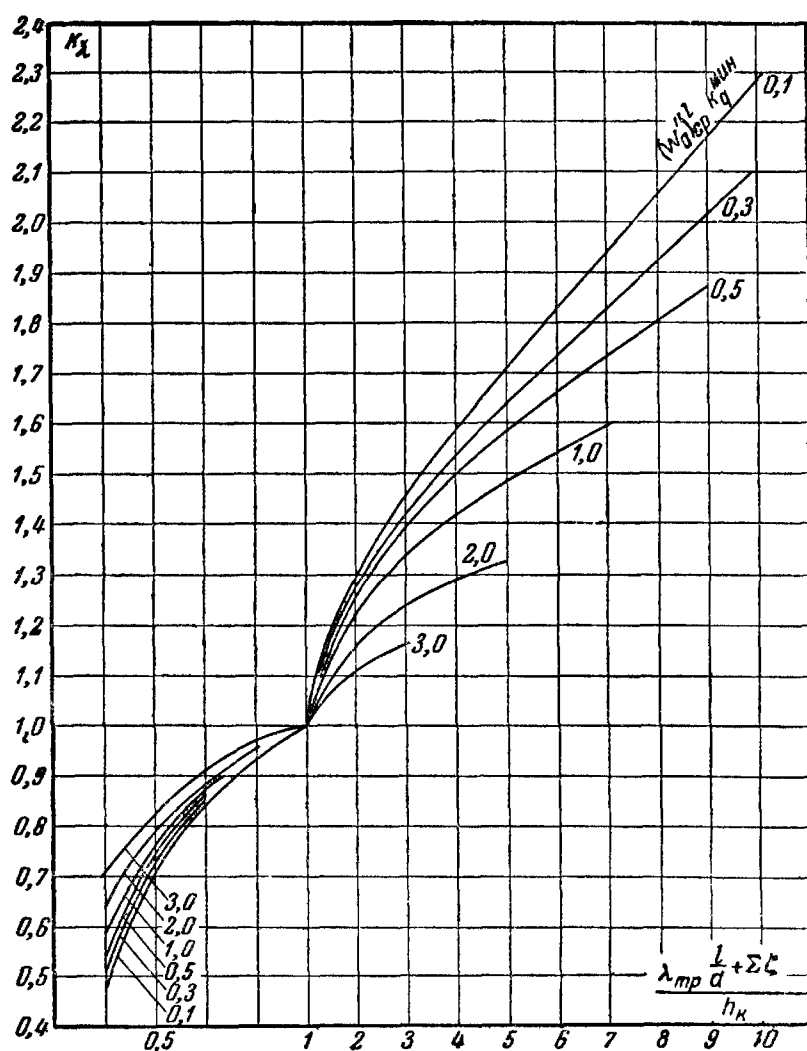


Рис. 15-17. Номограмма ЦКТИ для определения поправки на сопротивление трубы.

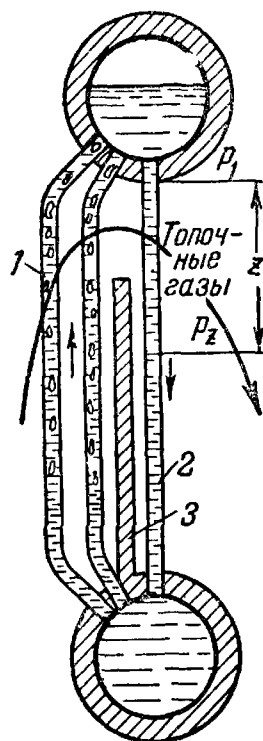


Рис. 15-18. Схема контура циркуляции с обогреваемыми опускными трубами.

1 — подъемные трубы;
2 — опускные обогреваемые трубы;
3 — перегородка.

при слабом развитии экономайзерных поверхностей нагрева. В этом случае обогрев бывает не только желательным, но и необходимым. Действительно, при сравнительно слабом подогреве воды в экономайзере имеет место большой недогрев воды до кипения в верхнем барабане. Если в этом случае циркулирующую воду не подогреть в опускных трубах, то возрастет высота точки закипания. При сравнительно малой высоте контура циркуляции это может привести к недопустимому снижению движущего напора и ослаблению циркуляции. Наряду с возможным парообразованием в опускных трубах за счет их обогрева может иметь место образование пара по другим причинам. Поэтому для увеличения запаса по надежности циркуляции обогрев опускных труб применяют таким, чтобы в них не произошло закипания воды. При этом с увеличением недогрева до кипения в верхнем барабане обогрев опускных труб может быть более интенсивным.

При входе в опускные трубы воды, догретой до кипения, парообразование не произойдет, если величина приращения энтальпии воды за счет повышения давления при опускании объема жидкости превысит величину приращения энтальпии за счет обогрева в наиболее теплонагруженной трубе. Согласно обозначениям рис. 15-18, при опускании некоторого объема воды на величину z давление в этом сечении изменится на величину

$$\Delta p_z = p_z - p_1 = (z\gamma' - \Delta p_{on}^z) \cdot 10^{-4} \text{ кг/см}^2. \quad (15-39)$$

Сопротивление опускных труб на участке высотой z :

$$\Delta p_{on}^z = k_m \frac{\lambda z \gamma_1 w_{on}^2}{d \cdot 2g} \text{ кг/м}^2, \quad (15-40)$$

где k_m — поправка на местные сопротивления.

Соответственно величина приращения энтальпии кипящей воды будет равна:

$$\frac{\partial i}{\partial p} \Delta p_z. \quad (15-41)$$

В свою очередь повышение энтальпии воды за счет ее обогрева при опускании объема жидкости на величину z равно:

$$\frac{\Delta i_{on}}{h_{on}} z, \quad (15-42)$$

где Δi_{on} — приращение энтальпии на всей высоте обогреваемых опускных труб, ккал/кг.

Закипание не произойдет, если приращение энтальпии по уравнению (15-41) будет больше, чем по уравнению (15-42). Это условие выражается следующим неравенством:

$$\frac{\partial i}{\partial p} \left(\gamma' - \frac{\Delta p_{on}^z}{z} \right) 10^{-4} \geq k_1 \frac{\Delta i_{on}}{h_{on}}. \quad (15-43)$$

Здесь k_1 — коэффициент, учитывающий возможное увеличение обогрева отдельных труб.

При подаче в опускные трубы воды, не догретой до кипения, в левую часть уравнения (15-42) надо добавить слагаемое $k_2 \frac{\Delta i_{0.6}}{h_{on}}$.

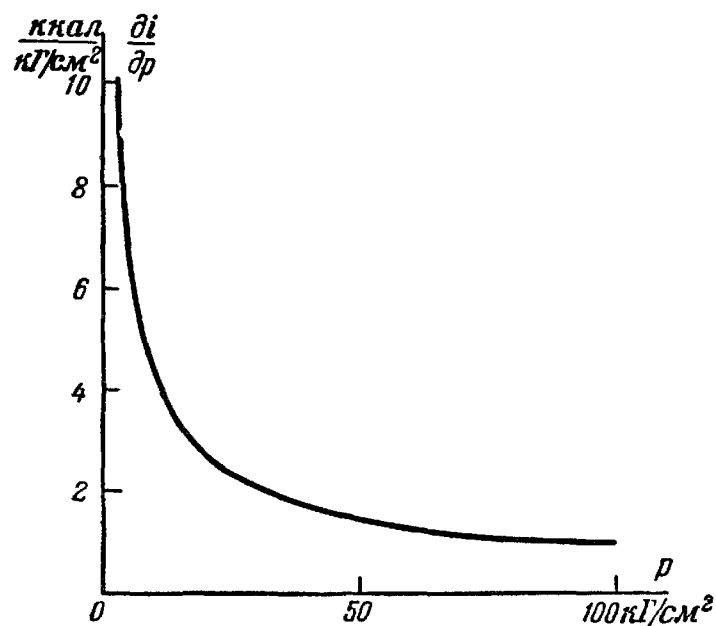


Рис. 15-19. Изменение теплоты жидкости при приращении давления на 1 кг/см² в зависимости от давления.

которое учитывает величину недогрева до кипения в верхнем барабане. Коэффициент k_2 учитывает неравномерность перемешивания недогретой питательной воды с котловой.

Приращение энтальпии кипящей воды при изменении давления, как следует из графика рис. 15-19, больше при низком давлении. Этим объясняется допустимость обогрева опускаемых труб в котлах низкого давления.

Закипание воды в опускаемых трубах при падении давления в барабане котла. Рассмотрим случай, когда давление в барабане котла падает с постоянной скоростью $\frac{dp}{d\tau} = \text{const}$.

За отрезок времени $\Delta\tau$ частица жидкости опустится на величину $z = w_{on}\Delta\tau$. Как и в предыдущем случае, опусканию частицы жидкости на величину z отвечает приращение энтальпии кипящей воды на величину¹

$$\Delta i_z = \frac{di}{dp} \left(\gamma' - \frac{\Delta p_{on}^z}{z} \right) 10^{-4} w_{on} \Delta\tau \text{ ккал/кг.} \quad (15-44)$$

За это время вследствие падения давления значение энтальпии воды, при которой происходит ее кипение, понизится на величину

$$\Delta i_p = \frac{di}{dp} \frac{dp}{d\tau} \Delta\tau \text{ ккал/кг.} \quad (15-45)$$

Если снижение энтальпии кипящей воды за счет падения давления превысит величину приращения энтальпии за счет опускания жидкости, то из каждого килограмма воды выделится тепло в количестве $\Delta i_p - \Delta i_z$, которое пойдет на образование пара. Приведен-

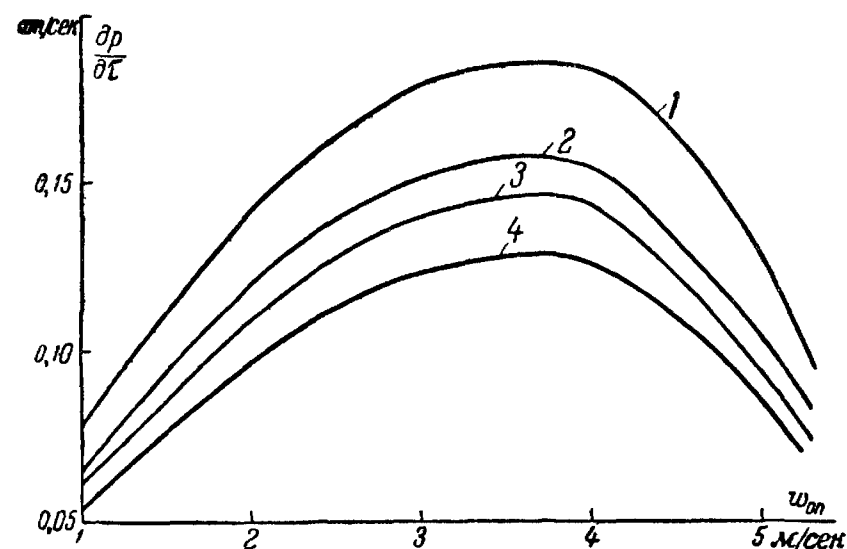


Рис. 15-20. Изменение скорости приращения давления в опускаемых трубах за счет опускания жидкости при диаметре опускаемой трубы 60 мм.

1 — $p = 40 \text{ атм}$; 2 — $p = 110 \text{ атм}$; 3 — $p = 140 \text{ атм}$; 4 — $p = 180 \text{ атм}$.

¹ Здесь не учтено образование дополнительного количества пара за счет отдачи тепла металлом опускаемых труб при снижении их температуры, что имеет место при падении давления.

ная скорость образовавшегося пара может быть подсчитана по уравнению

$$(w_0'')_{on} = \frac{(\Delta i_p - \Delta i_z) f w_{on} \gamma'}{r f \gamma''} \text{ м/сек.} \quad (15-46)$$

После подстановки в это уравнение значений Δi_p и Δi_z из (15-44) и (15-45), использования уравнения (15-40) и соответствующих преобразований получим:

$$(w_0'')_{on} = \frac{\frac{di}{dp} \gamma' z \left[\frac{dp}{d\tau} - \left(1 - k_m \frac{\lambda}{d} \frac{w_{on}^2}{2g} \right) w_{on} \gamma' \cdot 10^{-4} \right]}{r \gamma''} \text{ м/сек.} \quad (15-47)$$

Таким образом, при данных геометрических размерах циркуляционного контура количество образовавшегося пара определяется разностью скоростей падения давления в кот-

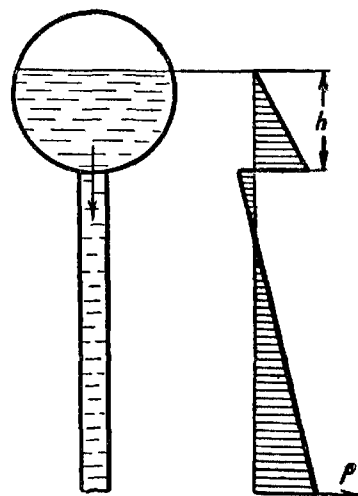


Рис. 15-21. Изменение давления на входе в опускаемую трубу.

ле и приращения давления за счет опускания воды в опускаемых трубах. Закипание воды в опускаемых трубах не произойдет, если будет иметь место неравенство

$$\left(1 - k_m \frac{\lambda}{d} \frac{w_{on}^2}{2g} \right) w_{on} \gamma' \cdot 10^{-4} \geq \frac{dp}{d\tau}. \quad (15-48)$$

Зависимость скорости приращения давления в опускаемых трубах от скорости опускаемого движения, построенная по значению левой части неравенства (15-48), показана на рис. 15-20. Из рис. 15-20 видно, что с повышением w_{on} скорость приращения давления вначале растет, а затем падает. Последнее связано с возрастанием сопротивления опускаемых труб.

При падении давления в результате парообразования увеличивается сопротивление и снижается удельный вес рабочего тела в опускаемых трубах, наряду с этим в подъемных трубах образуется дополнительное количество

пара за счет тепла, выделившегося из кипящей воды и металла труб при снижении температуры кипения. Это увеличивает движущий напор. Если в результате совместного изменения $\Delta p_{он}$ и $p_{пол}$ запас на образование свободного уровня увеличивается, то такая степень парообразования в опускающих трубах допустима.

Возможная скорость падения давления в котле зависит от его конструкции и режима работы. Ее величина может быть определена опытным путем или рассчитана с некоторым приближением аналогично (гл. 23).

Образование пара в опускающих трубах вследствие падения давления во входном сечении трубы. Это явление называют кавитацией в опускающих трубах.

Статическое давление во входном сечении трубы согласно обозначениям на рис. 15-21 равно:

$$p_{вх} = p_6 + \left[h\gamma' - (\zeta_{вх} + 1) \frac{\gamma' w_{он}^2}{2g} \right] \cdot 10^{-4}, \quad (15-49)$$

где $p_{вх}$, p_6 — давление на входе в опускающие трубы и в барабане котла, кг/см².

Давление во входном сечении трубы будет больше или меньше, чем в барабане, в зависимости от знака суммы последних двух членов правой части уравнения.

Если давление во входном сечении трубы будет меньше, чем в барабане котла, то вода, находящаяся в верхнем барабане при температуре кипения, закипит на входе в опускающие трубы. Таким образом, условием отсутствия кавитации в опускающих трубах будет:

$$h\gamma' - (\zeta_{вх} + 1) \frac{\gamma' w_{он}^2}{2g} \geq 0$$

или после образований

$$h \geq (\zeta_{вх} + 1) \frac{w_{он}^2}{2g}. \quad (15-50)$$

Коэффициент сопротивления входа зависит от способа присоединения трубы и находится в пределах $\zeta_{вх} = 0,5 - 0,2$. Появление кавитации, как следует из уравнения (15-50), связано с недостаточным уровнем воды над опускающими трубами; чем больше скорость в опускающих трубах, тем больше должно быть превышение уровня над опускающими трубами. По

этой причине опускающие трубы всегда располагают вблизи нижней образующей барабана.

При недостаточной высоте уровня воды над опускающими трубами может образоваться некоторое количество пара, которое пропорционально величине понижения давления $p_6 - p_{вх}$:

$$(\omega_0'') = \frac{\frac{di}{dp} (p_6 - p_{вх}) \omega_{он} \gamma'}{r \gamma''} \text{ м/сек.} \quad (15-51)$$

Зная приведенную скорость пара в опускающих трубах, можно подсчитать величину объемного паросодержания и определить сопротивление опускающих труб.

Пар из барабана котла может попасть в опускающие трубы также при образовании вихревой воронки или вследствие увлечения его котловой водой.

В обычных условиях образование вихревой воронки происходит при небольшом слое во-

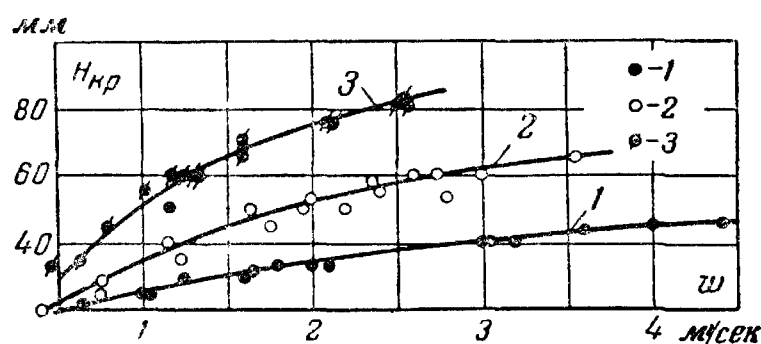


Рис. 15-22. Зависимость максимальной высоты слоя воды, при котором образуется воронка, от скорости.



Рис. 15-23. Образование вихревой воронки в модели циклона (по ЦКТИ).

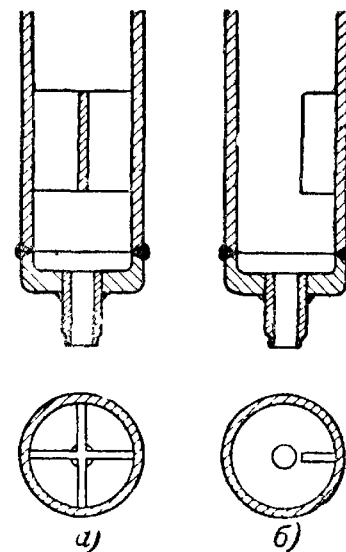


Рис. 15-24. Установка перегородок для устранения образования вихревых воронок в циклоне. а — перегородки в форме крестов, б — успокоительная перегородка.

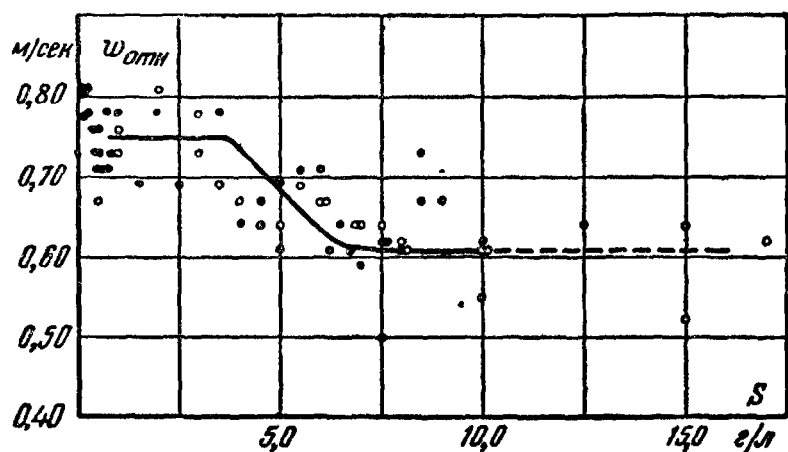


Рис. 15-25. Относительная скорость пара при барботаже в зависимости от содержания соли при атмосферном давлении.

ды над опускающимися трубами. При повышении слоя воды образование воронки прекращается. Величина слоя, при котором происходит образование воронки, зависит от скорости воды в опускающейся трубе и от ее диаметра. На рис. 15-22 приведены экспериментальные кривые наибольшего значения слоя воды $H_{кр}$, при котором происходит образование воронки в случае симметричного подвода к опускающимся трубам. Как видно из опытных кривых, при симметричном подводе воды воронка образуется только при сравнительно небольшом слое воды, не превышающем 50—100 мм.

При несимметричном подводе воды за счет кинетической энергии потока образуются вихри, которые способствуют образованию воронок. В этом случае вихревая воронка может появиться при высоте слоя воды над опускающимися трубами 150—200 мм. Однако уровень воды в барабане над опускающимися трубами нормально выше 250—300 мм, что практически исключает образование воронок.

Наибольшая опасность появления воронок над опускающимися трубами имеет место в выносных циклонах. Тангенциальный подвод пароводяной смеси создает закрученный поток в циклоне, причем в периферийной части скорость потока обратно пропорциональна радиусу, вследствие чего по мере приближения к центру трубы тангенциальная скорость возрастает. Это вызывает падение давления и, как следствие, прогиб уровня и образование парового вихревого шнура (рис. 15-23). Вихревой шнур вращается с постоянной угловой скоростью и может уйти в опускающую трубу, присоединенную ко дну циклона.

Для предотвращения образования вихревого шнура устанавливают разного рода успокоительные перегородки (рис. 15-24), которые гасят тангенциальную скорость.

В опускающиеся трубы пар может быть увлечен струями воды, если скорость всплывания пузырей меньше скорости опускающихся токов. С увеличением содержания котловой воды скорость движения пузырей снижается (рис. 15-25). Поэтому более вероятен захват пара из сильно минерализованной котловой воды. Для предотвращения этого при сильно минерализованной котловой воде пароводяную смесь вводят во внутрибарабанные циклоны, что исключает барботаж пара через воду и облегчает выделение пара из воды.

15-4. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ

Ненадежные режимы циркуляции в первую очередь возникают в трубках, обогреваемых которых отличается от среднего значения. В сильно обогреваемых трубах (особенно при сверхвысоком давлении) более вероятны режимы с «пересыханием» пленки при общей небольшой кратности циркуляции в контуре.

Образование свободного уровня и опрокидывание циркуляции, напротив, раньше наступают в слабо обогреваемых трубах. Расслоенный режим движения пароводяной смеси происходит при малой весовой скорости потока, что опять-таки имеет место в наименее обогреваемых трубах с горизонтальными или слабонаклонными участками.

Повышение надежности циркуляции, следовательно, может быть достигнуто путем выравнивания тепловосприимчивости всех труб контура эксплуатационными и конструктивными мероприятиями.

В результате тепловых перекосов в топке, шлакования и заноса отдельных труб летучей золой разница в обогреве отдельных труб может достигать 50% и более. Неравномерность обогрева, вызванная условиями эксплуатации, не является постоянной во времени. При переходе с одного режима работы котла на другой степень неравномерности обогрева труб изменяется. При эксплуатации котельного агрегата стараются всячески исключить топочную неравномерность и шлакование экранных труб.

Конструктивными причинами, вызывающими неравномерность обогрева, являются неодинаковая длина труб в контуре, расположение их в зонах котла с различной величиной обогрева и др.

При конструировании котельного агрегата принимают ряд мер, повышающих равно-

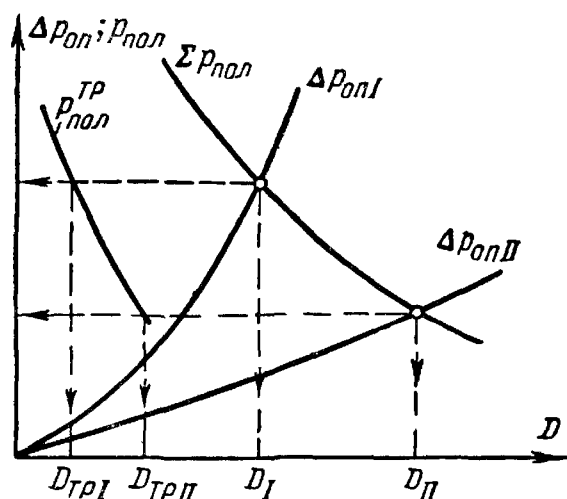


Рис. 15-26. Улучшение циркуляционных характеристик при повышении сечения опускаемых труб.

мерность в обогреве испарительных труб и ослабляющих влияние эксплуатационной неравномерности в их обогреве.

Наиболее универсальным способом, повышающим надежность, является увеличение сечения опускаемых труб. При этом возрастает как общий расход циркулирующей воды, так и расход через отдельные трубы контура, в том числе и слабо обогреваемые (рис. 15-26).

Полезный напор при этом снижается и соответственно увеличивается запас на образование свободного уровня и опрокидывание

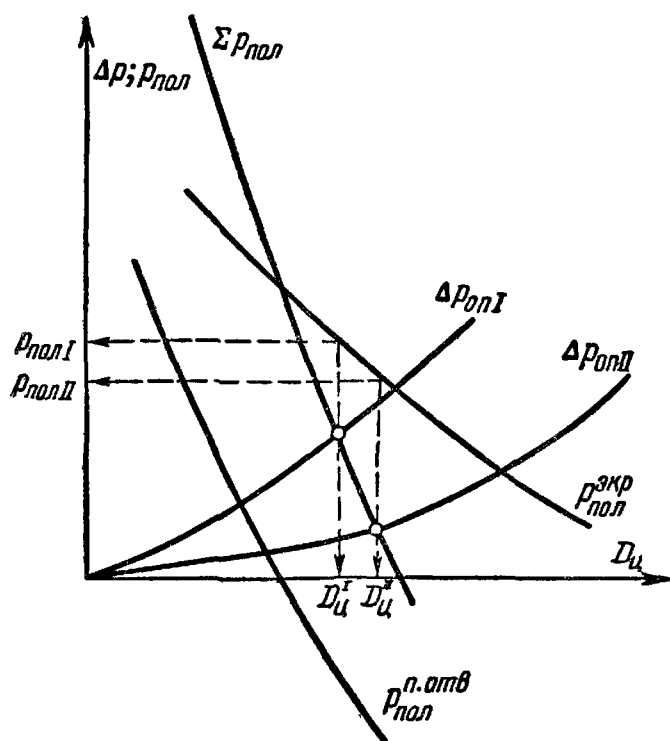


Рис. 15-27. Влияние сечения опускаемых труб на циркуляционные характеристики контура с пароотводящими трубами.

циркуляции. В современных конструкциях экранов сечение опускаемых труб доходит до 25—50% от сечения подъемных труб.

При значительном сопротивлении пароотводящих труб увеличение сечения опускаемых труб может оказаться мало эффективным. Как видно из рис. 15-27, уменьшение сопротивления опускаемых труб заметно понижает полезный напор контура, но слабо влияет на величину полезного напора экранных труб. Следовательно, условия образования свободного уровня на участке между коллекторами меняются незначительно. Поэтому при проектировании экранных поверхностей нагрева стремятся пароотводящие трубы выполнять с минимальным сопротивлением, в первую очередь за счет уменьшения их длины. Напротив, экранный контур стремятся выполнить высоким.

Наибольшая разница в обогреве экранных труб имеет место в сложных контурах циркуляции. Например, в контуре, изображенном на рис. 15-3, экранные трубы, питаемые из одной опускаемой системы, расположены на разных стенках топки. Поэтому к тепловой неравномерности в пределах одного экрана добавляется неравномерность, вызванная расположением труб на разных стенках топки. К тому же геометрические размеры труб в сложных контурах получаются разными. Поэтому выполнением экранной системы в виде простых контуров удастся значительно уменьшить неравномерность обогрева.

Дальнейшим шагом в этом направлении является секционирование экранов, при котором трубная поверхность одной стенки разбивается на ряд секций с самостоятельным питанием и отводом пара. В этом случае обогреваемая поверхность каждого контура занимает узкую полосу на стенке топочной камеры, в пределах которой обогрев сравнительно равномерный. Секционирование экранов широко применяется в современном котлостроении.

В сложных контурах, выполняемых в виде конвективных пучков, различие в обогреве отдельных рядов постоянно во времени и сохраняется при всех режимах. Вместе с тем секционирование конвективных пучков невозможно. Выравнивание расхода циркулирующей воды в таких контурах проводится дросселированием потока на входе в наиболее сильно обогреваемые трубы.

В качестве примера рассматривается способ исправления циркуляции в секционных котлах. На циркуляционной схеме секцион-

го пучка котла ЛМЗ показана диаграмма распределения скорости воды на входе в отдельные ряды (рис. 15-28). Как показали замеры и расчеты, наибольшая скорость воды была на входе в трубы первого ряда ($w_{вх} = 0,75-1,0$ м/сек). Далее по высоте пучка скорости снижались и в пятом ряду составляли всего $0,1-0,15$ м/сек, в двух последних рядах вода двигалась в обратном направлении со скоростью $0,3-0,4$ м/сек.

Небольшие скорости воды в верхних рядах приводили к их повреждению. Места повреждений указаны на рис. 15-28. В трубы шестого и седьмого рядов обратным током воды увлекался пар, который вследствие малой скорости застаивался около верхней образующей горизонтального участка труб. Такой режим движения вызывал образование кольцевых трещин. В трубах четвертого и пятого рядов из-за малой скорости отлагался шлам на входных участках, что приводило к ухудшению охлаждения стенки трубы и ее разрыву.

Для выравнивания расходов был удален верхний ряд труб и установлены дроссельные шайбы диаметром 30 мм в трубы первых трех рядов и 40 мм в трубы четвертого ряда. После указанного дросселирования скорости выровнялись.

В современных конструкциях мощных котлов конвективные пучки практически не применяются по ряду причин, в том числе и вследствие менее надежной циркуляции в них.

Расслоенный режим движения существует в горизонтальных и слабонаклонных трубах

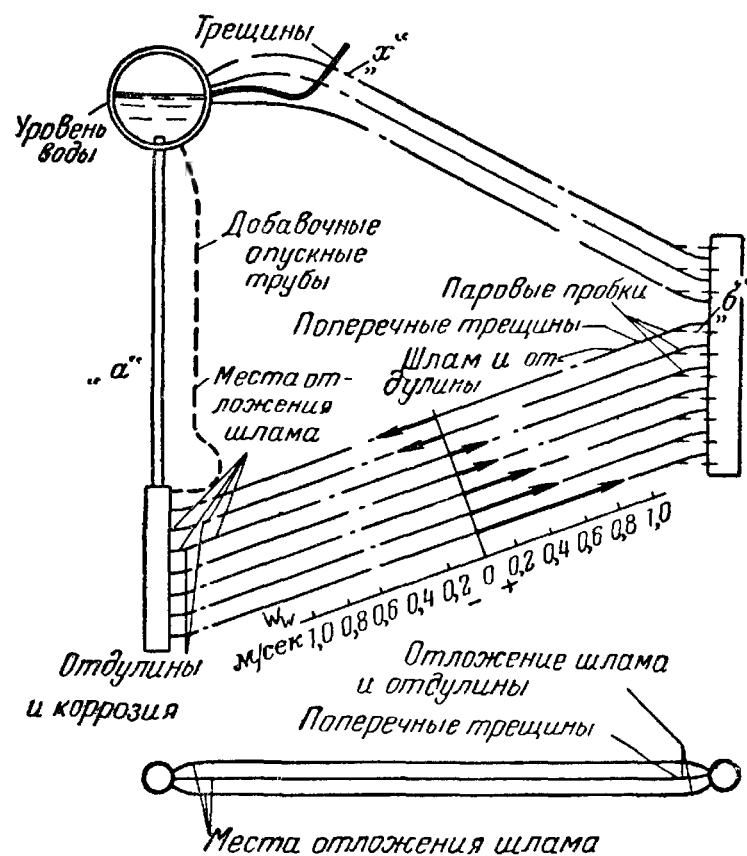


Рис. 15-28. Схема циркуляционного контура секционного котла.

при малой весовой скорости потока. Наиболее рациональным способом, исключающим этот режим, является отказ от использования горизонтальных и слабонаклонных труб в котлах естественной циркуляции.

Современные методы расчета циркуляции позволяют спроектировать циркуляционные схемы котлов естественной циркуляции, надежно работающие вплоть до давлений 185 ат.

ГЛАВА ШЕСТНАДЦАТАЯ КАЧЕСТВО ПАРА

16-1. ТРЕБОВАНИЯ К КАЧЕСТВУ ПАРА

К качеству пара, выдаваемого котельным агрегатом, предъявляются очень высокие требования.

Параметры перегретого пара перед турбиной должны поддерживаться с небольшими отклонениями от номинальных значений. Превышение рабочего давления и температуры пара может вызвать недопустимые величины механических напряжений и скорости ползучести металла паропроводов и турбин. Снижение давления и температуры пара влечет за собой уменьшение экономичности турбины и повышение влажности в конце ее, что

сказывается на усилении эрозии в последних степенях.

Особенно жесткие требования предъявляются к чистоте пара.

Примеси, содержащиеся в паре, образуют отложения в арматуре паропроводов и регулирующих клапанах турбин, в результате чего они становятся неплотными.

Однако наибольший ущерб приносит занос солями проточной части турбины. Отложения солей в турбине приводят к следующему: во-первых, снижается экономичность турбины, так как вследствие увеличения шероховатости лопаток и искажения профиля каналов растут гидравлические потери; во-вторых, по-

вышается перепад давлений между отдельными ступенями, что вызывает возрастание напряжений в лопатках и увеличение давления на упорные подшипники. Увеличение перепадов давлений по ступеням вызывает необходимость снижать расход пара на турбину и, следовательно, ее мощность. Последнее приводит к недовыработке электроэнергии.

Для удаления из турбины легко растворимых в воде отложений приходится применять промывку ее влажным паром, которая требует снижения мощности турбины примерно до половины номинальной величины на несколько часов.

Слабо растворимые в воде отложения, в основном SiO_2 , практически не удаляются при водной промывке и для очистки от них турбины приходится применять еще более сложную щелочную промывку или даже вскрывать турбину для механической очистки лопаток.

При значительном содержании солей в насыщенном паре отложения могут иметь место и в трубках пароперегревателя, особенно в котлах низкого и среднего давления. Это в свою очередь может привести к чрезмерному повышению температуры трубок и вызвать увеличение скорости ползучести с образованием отдулин и сквозных свищей.

Требования к качеству пара с ростом параметров повышаются. Чем выше параметры пара, тем меньшие отклонения от их номинальных значений могут быть допущены. Ввиду снижения удельного объема пара при повышении давления проходные сечения турбины уменьшаются и допускается уже меньшее количество отложений на ее лопатках.

Поддержание постоянными давления и температуры пара достигается регулированием подачи топлива и питательной воды, а также с помощью регуляторов температуры перегретого пара. Получение чистого пара, т. е. пара с малым содержанием примесей, требует специальных мероприятий и является весьма сложной задачей, особенно при высоких и сверхвысоких давлениях.

Примеси в паре бывают летучие и нелетучие. Летучими примесями являются газы: кислород O_2 , азот N_2 , углекислота CO_2 и аммиак NH_3 . За исключением углекислоты, все газообразные вещества, присутствующие в паре, не принимают участия в образовании отложений по паровому тракту.

Нелетучими примесями в паре могут быть различные твердые вещества, растворенные или взвешенные в воде, из которой полу-

чается пар. Эти примеси дают отложения по паровому тракту.

Основное требование, предъявляемое к качеству пара, состоит в том, чтобы содержание в паре нелетучих примесей обеспечивало работу турбины в течение достаточно длительного периода времени (например, года) без заметного снижения экономичности и ограничения мощности.

Из опыта эксплуатации паросиловых установок электростанций известно, что занос проточной части турбины солями практически отсутствует при соблюдении следующих показателей чистоты пара:

среднее давление — при солесодержании пара

$$S_n^{\text{дон}} \leq 0,1 \text{ мг/кг};$$

высокое давление — при солесодержании пара

$$S_n^{\text{дон}} \leq 0,05 \text{ мг/кг}$$

и кремнесодержании

$$(S_n^{\text{SiO}_2})^{\text{дон}} \leq 0,02 \text{ мг/кг}.$$

Для установок, работающих с частыми остановами турбогенераторов (несколько раз в месяц), заметного снижения экономичности не обнаруживается даже при несколько больших солесодержаниях и кремнесодержаниях пара. Это объясняется тем, что при пусках происходит самопромывка турбин.

Для атомных установок, в которых насыщенный пар получается из нерадиоактивной воды вторичного контура, чистота пара имеет меньшее значение, так как работающие на насыщенном паре турбины слабо заносятся солями. Для установок с турбинами перегретого пара при получении пара из нерадиоактивной воды требования к чистоте пара должны быть такими же, как и на обычных станциях, или несколько выше, учитывая базисный характер нагрузки атомных станций.

Особое значение имеет чистота пара на атомных станциях с кипящими реакторами и подачей в турбину пара, полученного из радиоактивной воды. Это объясняется тем, что в таких установках отложения в турбине будут содержать долгоживущие радиоактивные изотопы, излучение которых затрудняет вскрытие, очистку и ремонт турбины. Наиболее опасны отложения солей, содержащих долгоживущие изотопы Na^{24} , Ca^{45} , S^{35} , P^{32} и др., а также отложения продуктов коррозии (Fe^{59} , Cr^{50} , Cu^{64} , Co^{60} и др.). Отложения SiO_2 являются лишь весьма слабо радиоактивными, поскольку самый долгоживущий изотоп

Si^{31} имеет период полураспада 2,6 ч. Поэтому радиоактивность кремнекислых отложений возрастает только до небольшого предела и быстро падает при прекращении заноса турбины. Однако и по кремнесодержанию в этом случае требования должны быть повышенными, так как даже нерадиоактивные отложения SiO_2 в турбине трудно удаляются, а доступность турбины для очистки на атомных станциях меньше, чем на обычных.

16-2. ПРИЧИНЫ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ПАРА

Загрязняющие пар примеси попадают в него в основном из питательной воды; роль продуктов коррозии, образующихся в самом котле, обычно невелика.

В прямоточных котлах происходит безостаточное упаривание питательной воды и все растворенные в ней вещества отлагаются на поверхностях нагрева или переходят в пар.

В прямоточных котлах среднего давления (30—40 *ата*) с паром уносятся в основном только летучие соединения. Нелетучие вещества (кремнекислота, соли, щелочи, окислы железа) при безостаточном упаривании воды выделяются в твердом виде и в значительной степени отлагаются на поверхности нагрева, главным образом в переходной зоне. Некоторые из этих отложений — трудно растворимые в воде соли жесткости, окислы железа и т. п. — образуют на поверхностях нагрева устойчивые соединения, удаляемые только длительными промывками горячей водой или даже слабым раствором кислоты.

Отложения хорошо растворимых солей (преимущественно солей натрия) легко смываются влажным паром при случайных смещениях границы начала перегрева. При этом в пар кратковременно попадает очень много солей. Основная часть их при осушке и перегреве пара снова выпадает дальше по паровому тракту, но некоторая часть уносится с паром в виде твердых мелких частиц и попадает в турбину.

При переходе к высоким давлениям начинает сказываться способность пара растворять отдельные примеси. При этом с паром уносится то количество той или иной примеси, которое может в нем раствориться, и только избыток ее отлагается в пароводяном тракте котлоагрегата.

Уже при 70—100 *ата* пар может растворить больше кремнекислоты и хлористого натрия, чем допустимая концентрация их в паре, и поэтому для прямоточных котлов вы-

сокого давления содержание этих примесей в питательной воде не должно превышать допустимого содержания их в паре.

При сверхвысоких, а тем более сверхкритических давлениях достигает заметных величин растворимость не только кремнекислоты, гидроокиси натрия и хлористого натрия, но и других соединений натрия (например, Na_2SO_4) и даже солей кальция.

В барабанных котлах насыщенный пар отделяется (сепарируется) от котловой воды; при этом некоторое количество мелких капель (сотые доли процента веса пара) увлекается с паром в перегреватель, где содержащиеся в каплях примеси, так же как и в прямоточных котлах, либо отлагаются на стенках труб, либо уносятся с паром в турбину.

При высоких и сверхвысоких давлениях растворяющая способность пара начинает сказываться на переходе отдельных веществ и в насыщенный пар, хотя, конечно, из такого разбавленного раствора, как котловая вода, соли переходят в пар гораздо слабее, чем из высококонцентрированных растворов, получающихся при безостаточном испарении воды. Все же для кремнекислоты, а при давлениях 160—180 *ата* и для гидроокиси натрия и хлористого натрия приходится считаться, кроме механического уноса капель, и с растворимостью этих веществ в паре.

16-3. УНОС ВЛАГИ С ПАРОМ

Механический унос капель влаги с паром приводит к загрязнению пара веществами, содержащимися в котловой воде.

При выходе парового пузыря на поверхность воды и разрыве его оболочки образуется некоторое количество крупных и множество мелких капель. Сильное дробление котловой воды может происходить и при вводе пароводяной смеси в паровой объем.

Размер и количество образующихся капель котловой воды зависят главным образом от скорости движения пара.

При барботаже пара через воду, как это имеет место при подаче пароводяной смеси под уровень, повышение скорости движения паровых пузырьков через зеркало испарения, т. е. поверхность раздела воды и пара, приводит наряду с общим увеличением количества образующихся капель влаги еще и к возрастанию числа крупных капель.

Увеличение кинетической энергии струи пароводяной смеси при вводе ее в паровое про-

пространство также сопровождается ростом количества и размеров капель влаги.

Образующиеся капли влаги попадают в поток пара, и частично выпадают, а остальные уносятся паром.

Влажность пара, покидающего барабан, выражаемая обычно как отношение веса влаги, содержащейся в паре, к суммарному весу влажного пара, зависит от скорости его движения. Чем больше скорость потока пара, тем более крупные капли влаги могут быть увлечены паром. При очень малых подъемных скоростях пара лишь самые мелкие капельки влаги увлекаются паром в пароотводящие трубы.

Средняя скорость пара на выходе в паровое пространство равна численному значению нагрузки зеркала испарения, выраженной в объемных единицах, т. е. отношению часового расхода пара к площади зеркала испарения:

$$R_s = \frac{Dv}{F} \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (16-1)$$

где D — расход пара, кг/ч;

v — удельный объем насыщенного пара, $\text{м}^3/\text{кг}$;

F — площадь зеркала испарения м^2 .

Нагрузка зеркала испарения может быть выражена и в весовых единицах:

$$R'_s = \frac{D}{F \cdot 10^3} \text{ т}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}. \quad (16-2)$$

При данной высоте парового пространства нагрузка зеркала испарения пропорциональна напряжению парового объема, т. е. отношению часового расхода пара к объему парового пространства:

$$R_v = \frac{Dv}{V} \text{ м}^3/\text{м}^3 \cdot \text{ч}, \quad (16-3)$$

или

$$R'_v = \frac{D}{V \cdot 10^3} \text{ т}/\text{м}^3 \cdot \text{ч}, \quad (16-4)$$

где V — объем парового пространства, м^3 .

Зависимость влажности пара от нагрузки, т. е. часового расхода пара, при постоянных значениях площади зеркала испарения, высоте парового пространства, давления и солесодержания котловой воды имеет вид, изображенный на рис. 16-1. Аналитически эта зависимость может быть приближенно представлена в виде степенной функции:

$$w = AD^n \% \quad (16-5)$$

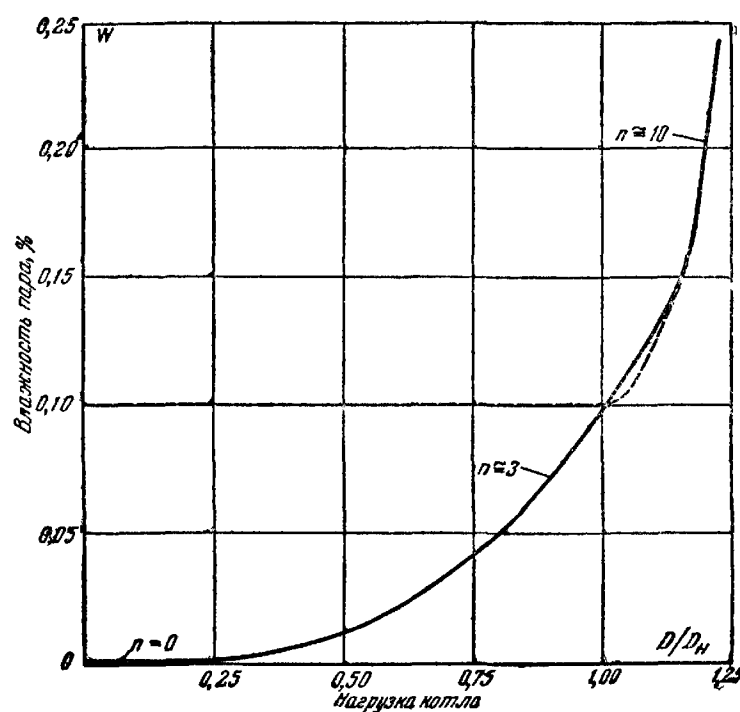


Рис 16-1. Зависимость влажности пара от нагрузки котла.

Коэффициент A и показатель степени n зависят от конструкции сепарационных устройств, давления и солесодержания котловой воды. Величина показателя степени n изменяется также с влажностью пара. При малых значениях влажности, примерно до 0,03%, показатель степени n находится в пределах 1—3, при влажностях 0,03—0,20% он равен 2,5—4,0, а при влажностях более 0,20% величина n возрастает до 8—10.

Влажность пара зависит также от высоты парового пространства. Капли влаги, образующиеся при разрыве оболочек паровых пузырьков при барботаже пара через воду или от ударов струй пароводяной смеси об отбойные щитки в паровом объеме барабана, имеют некоторый начальный запас энергии. За счет этой энергии капельки влаги выбрасываются в паровое пространство. Чем больше начальная энергия капли, тем выше она будет поднята.

Если пароотводящие трубы расположены на небольшой высоте от уровня воды или от места ввода пароводяной смеси в паровой объем, то значительная часть капель сможет достигнуть верха парового пространства и вместе с паром будет унесена в пароотводящие трубы даже при весьма малых подъемных скоростях пара. По мере увеличения высоты парового пространства все меньшая часть капель сможет подняться за счет своей начальной энергии до парозаборных труб, и в этих условиях основную роль

начинает играть унос потоком пара мельчайших капелек влаги. Поэтому влажность пара, как это видно из рис. 16-2, с увеличением высоты парового пространства снижается вначале довольно резко, а затем значительно медленнее. Начиная примерно с 1—1,2 м, дальнейшее увеличение высоты парового пространства не дает уже понижения влажности пара. Это справедливо для умеренных нагрузок зеркала испарения, которые обычно имеют место в большинстве котельных агрегатов.

В ряде случаев применяют большую высоту парового пространства, но при очень высокой нагрузке зеркала испарения. Это имеет место, например, в кипящих атомных реакторах при наличии уровня воды в корпусе реактора, где нагрузки зеркала испарения доходят до $100 \text{ т/м}^2 \text{ ч}$ и выше. При больших высотах парового пространства унос мелких капель, транспортируемых потоком пара, неизбежен, но крупные капли при достаточной высоте парового пространства выпадают обратно на зеркало испарения.

С ростом давления разность удельных весов пара и воды уменьшается и транспортирующая способность пара возрастает. Кроме того, при высоких давлениях уменьшается поверхностное натяжение и вода легче дробится на мелкие капли. Поэтому с ростом давления та же влажность достигается при меньших скоростях пара.

При нормальных условиях работы современные котельные агрегаты дают пар с влажностью 0,01—0,03%, которая практически не поддается прямому измерению. Влажность такого порядка сама по себе не оказывает никакого влияния на работу пароперегревателя и даже не учитывается при расчете его поверхности нагрева. Существенное значение имеет только влияние влажности на загрязнение пара, соответственно эксплуатационный контроль ведется не по влажности, а по чистоте пара.

Очень малая величина загрязнения пара, допускаемая по условиям заноса турбин, трудно поддается определению в промышленных условиях. Обычно применяемые для контроля чистоты пара солемеры основаны на измерении электропроводности конденсата и фиксируют общее содержание в нем не только солей, но и газов CO_2 и NH_3 , влияние которых на электропроводность конденсата значительно выше, чем влияние самих солей.

Для уменьшения погрешности от газовой составляющей применяют солемеры с дегазацией конденсата. Однако и такие эксплуата-

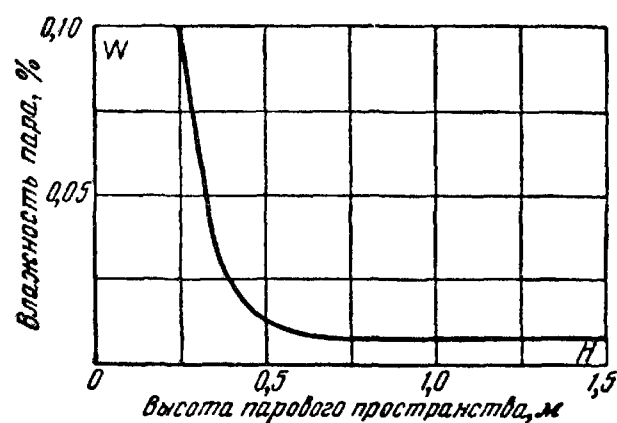


Рис. 16.2. Зависимость влажности пара от высоты парового пространства.

ционные приборы дают, как правило, только качественную характеристику чистоты пара.

Содержание кремнекислоты в паре солемерами вообще не регистрируется и может быть определено только химическим анализом в лаборатории или при помощи специального прибора.

Измерения содержания примесей в паре в настоящее время могут быть сделаны достаточно точно для средних за длительный отрезок времени проб пара. Для этой цели служат различные приборы, которые дают возможность определять общее солесодержание пара и содержание отдельных его примесей с большой точностью.

Отношение содержания вещества в паре к содержанию его в котловой воде, выраженное в процентах, носит название коэффициента выноса, т. е.

$$K_{\text{NaCl}} = \frac{S_n^{\text{NaCl}}}{S_{\text{к.в}}^{\text{NaCl}}} 100\%; \quad (16-6)$$

$$K_{\text{Na}_2\text{SO}_4} = \frac{S_n^{\text{Na}_2\text{SO}_4}}{S_{\text{к.в}}^{\text{Na}_2\text{SO}_4}} 100\% \text{ и т. п.} \quad (16-7)$$

где S_n^{NaCl} ; $S_n^{\text{Na}_2\text{SO}_4}$ — содержания в паре хлористого и сернокислого натрия, мг/кг ;

$S_{\text{к.в}}^{\text{NaCl}}$, $S_{\text{к.в}}^{\text{Na}_2\text{SO}_4}$ — содержания в котловой воде хлористого и сернокислого натрия, мг/л .

Концентрации хорошо растворимого вещества в капельках влаги, механически захваченных паром, и во всей массе котловой воды с достаточной степенью точности можно считать равными. Следовательно, при низких и средних давлениях, когда содержание веществ в паре определяется только уносом ка-

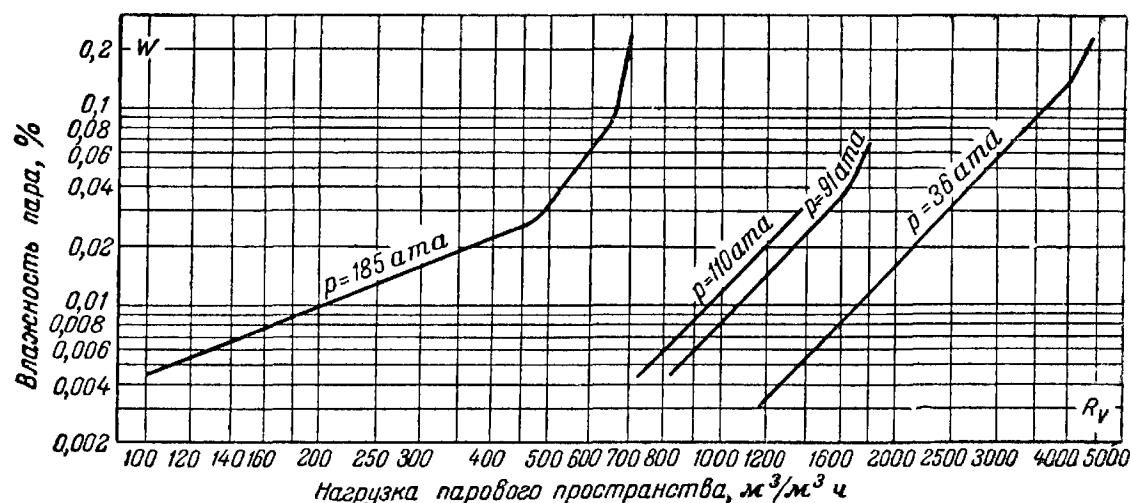


Рис. 16-3. Зависимость влажности пара от нагрузки парового пространства (при $H \approx 0,6$ м).

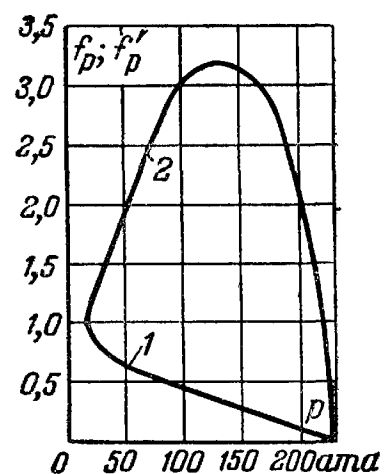


Рис. 16-4. Зависимость допустимой нагрузки зеркала испарения от давления (по данным МоЦКТИ).

пелек влаги, коэффициенты выноса этих веществ практически одинаковы:

$$K_{\text{NaCl}} = K_{\text{Na}_2\text{SO}_4} = K_{\text{Na}_2\text{SiO}_3} \% \quad (16-8)$$

В этом случае коэффициент выноса вещества может быть принят равным влажности пара:

$$K = w. \quad (16-9)$$

Таким образом, закономерности капельного уноса могут быть установлены по коэффициентам выноса хорошо растворимых в воде веществ, которые не обладают практически заметной растворимостью в паре.

Зависимость влажности пара от нагрузки парового пространства представлена на рис. 16-3. Так как содержание пара не должно превосходить 0,1 мг/кг при среднем давлении и 0,05 мг/кг при высоком давлении, то, зная солесодержание котловой воды, можно подсчитать предельную величину влажности пара и по кривой на рис. 16-3 определить допустимую нагрузку парового объема.

Допустимой нагрузкой парового объема называется такая нагрузка, при которой общее солесодержание пара не превышает допустимой величины с точки зрения отсутствия отложений в пароперегревателе и турбине. Аналогичным образом определяется и величина допустимой нагрузки зеркала испарения.

Величина допустимой нагрузки зеркала испарения зависит от давления, высоты парового пространства и солесодержания котловой воды.

Влияние давления на величину допустимой нагрузки зеркала испарения (при $w = 0,05\%$

и высоте парового пространства $H = 600$ мм) показано на рис. 16-4. Величины допустимых объемной и весовой нагрузок зеркала испарения при 17 атм приняты за единицу. Коэффициенты f_p и f'_p показывают отношение нагрузки при $w = 0,05\%$ и данном давлении к нагрузке, отвечающей тому же уносу при 17 атм. Представленная зависимость показывает, что допустимая объемная нагрузка зеркала испарения R_s с повышением давления неуклонно снижается. Допустимая весовая нагрузка зеркала испарения R'_s имеет наибольшую величину при давлениях 130—150 атм.

На рис. 16-5 изображена зависимость допустимой нагрузки зеркала испарения от высоты парового пространства. В диапазоне высот 0,2—0,6 м она растет почти пропорционально увеличению высоты. Затем рост ее замедляется и при 1,0—1,2 м практически прекращается. Дальнейшее увеличение высоты парового пространства не дает повышения допустимой нагрузки зеркала испарения.

Допустимая нагрузка парового пространства, равная

$$R_v = \frac{R_s}{H} \text{ м}^3/\text{м}^3 \cdot \text{ч}, \quad (16-10)$$

при увеличении высоты парового пространства до значений порядка 0,5—0,6 м имеет примерно постоянное значение (рис. 16-6). При дальнейшем повышении высоты величина R_v

снижается, поскольку допустимая нагрузка зеркала испарения R_s остается почти неизменной.

Высота парового пространства может быть определена, если известен уровень воды. Однако обычные водоуказательные приборы, основанные на законе сообщающихся сосудов, дают лишь „весовой“ уровень воды, который может значительно отличаться от действительного.

При барботаже пара через воду происходит „набухание“ водяного объема и высота парового объема при этом уменьшается. При большом „набухании“ действительная высота парового объема может оказаться недостаточной и значительное количество влаги будет увлекаться паром в паропроводящие трубы.

„Набухание“ водяного объема зависит от нагрузки зеркала испарения, давления и соле содержания котловой воды. Чем больше нагрузка зеркала испарения, тем меньше удельный вес пароводяной смеси в водяном объеме барабана и, следовательно, больше „набухание“ водяного объема. Таким образом,

отношение $\frac{\bar{\gamma}_{см}}{\gamma'}$, где $\bar{\gamma}_{см}$ — средний удельный вес пароводяной смеси в водяном объеме барабана и γ' — удельный вес воды при температуре насыщения, $кг/м^3$, может характеризовать относительное „набухание“ водяного объема: оно тем больше, чем меньше величина $\frac{\bar{\gamma}_{см}}{\gamma'}$.

Изменение отношения $\frac{\bar{\gamma}_{см}}{\gamma'}$ в зависимости от

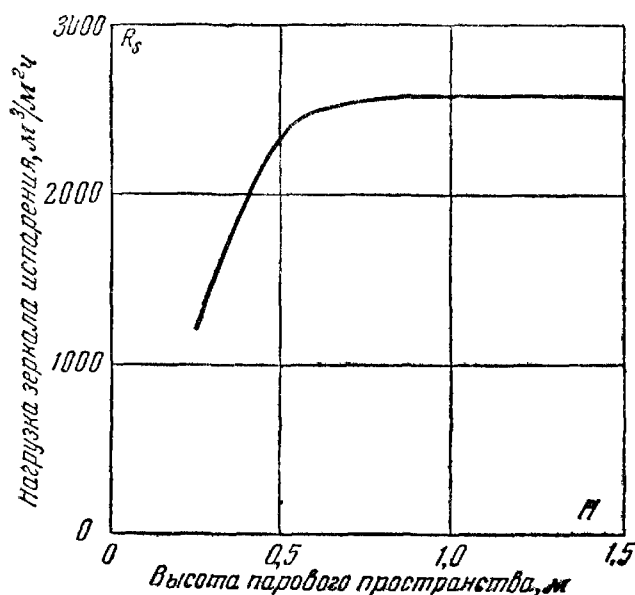


Рис. 16-5. Зависимость допустимой нагрузки зеркала испарения от высоты парового пространства (при $w = \text{const}$).

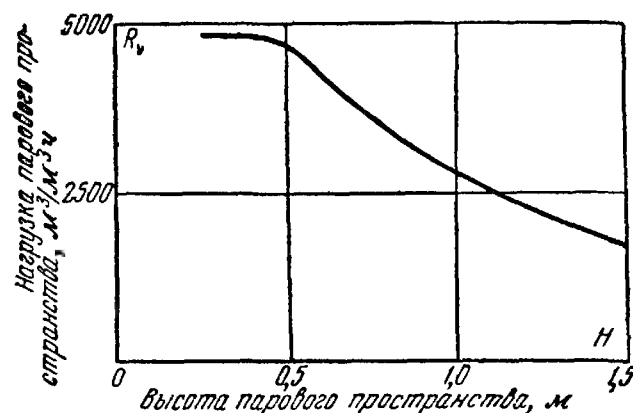


Рис. 16-6. Зависимость допустимой нагрузки парового пространства от его высоты (при $w = \text{const}$).

нагрузки зеркала испарения и давления представлено на рис. 16-7. При постоянном давлении с ростом нагрузки „набухание“ водяного объема увеличивается.

При одинаковой весовой нагрузке зеркала испарения „набухание“ водяного объема уменьшается с ростом давления. Это объясняется тем, что соотношение удельного веса пароводяной смеси и воды зависит от величины $\varphi_{бар}$ — доли сечения, занимаемой паром. На основании уравнения (13-43) можно написать:

$$\frac{\bar{\gamma}_{см}}{\gamma'} = 1 - \varphi_{бар} \frac{\gamma' - \gamma''}{\gamma'}. \quad (16-11)$$

Так как доля сечения, занимаемая паром, $\varphi_{бар}$ и разность удельных весов с ростом давления понижаются, то отношение $\frac{\bar{\gamma}_{см}}{\gamma'}$ увеличивается.

Высота водяного объема в барабане с учетом „набухания“ может быть подсчитана по формуле¹

$$h_d = h_s \frac{\gamma' - \gamma''}{\bar{\gamma}_{см} - \gamma''} \text{ м}, \quad (16-12)$$

где γ' и γ'' — удельные веса воды и пара при температуре насыщения, $кг/м^3$;

$\bar{\gamma}_{см}$ — средний удельный вес пароводяной смеси, заполняющей водяной объем, $кг/м^3$, подсчитанный по формуле (16-11);

h_s — весовой уровень воды по водоуказательному прибору, м (рис. 16-8).

¹ Действительная высота водяного объема в барабане будет даже несколько больше, чем подсчитанная по формуле (16-12), так как температура воды в водомерном стекле ниже температуры насыщения.

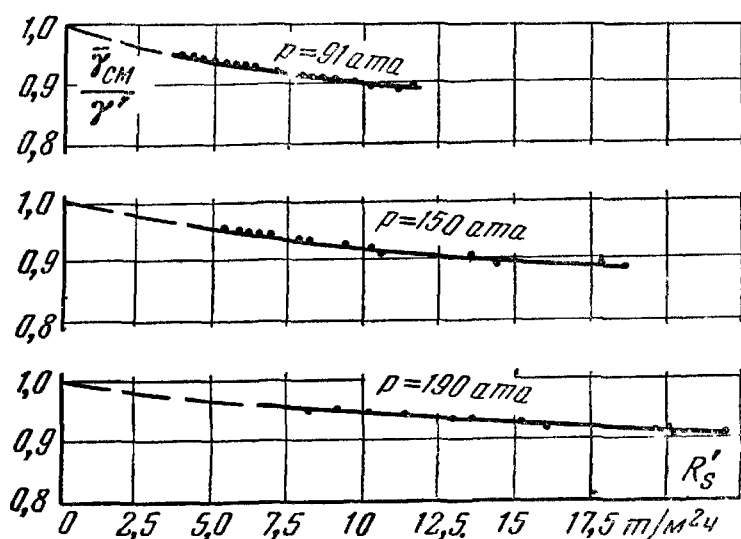


Рис. 16-7. Изменение отношения удельных весов в зависимости от нагрузки зеркала испарения (по данным МЭИ).

При увеличении солесодержания и особенно щелочности котловой воды выше определенного предела средняя скорость подъема пузырей пара падает. Соответственно величина φ и „набухание“ водяного объема увеличиваются. Последнее ведет к уменьшению действительной высоты парового объема.

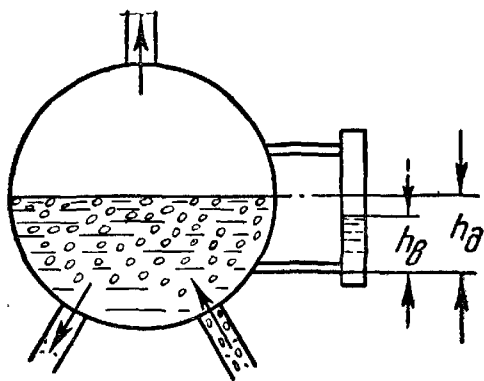


Рис. 16-8. К определению действительной высоты водяного объема в барабане.

Значение солесодержания котловой воды, при котором „набухание“ начинает возрастать, уменьшается с ростом давления.

При высоких солесодержаниях оболочки пузырей упрочняются; поэтому они рвутся, только сильно утонившись и образуя при этом много мелких капель.

Следовательно, с ростом солесодержания котловой воды наряду с увеличением „набухания“ водяного объема происходит и увеличение коэффициента выноса как за счет уменьшения высоты парового пространства, так и за счет образования мелких капель, легко уносимых потоком пара.

Зависимость солесодержания пара от солесодержания котловой воды показана на рис. 16-9. До некоторого значения солесодержания котловой воды, носящего название критического, изменение его вызывает примерно пропорциональное изменение солесодержания пара. Следовательно, в докритической области (при $S_{к.в} < S_{к.в}^{кр}$) снижение солесодержания котловой воды приводит к соответственному уменьшению содержания примесей в паре. Коэффициент пропорциональности этого соотношения, т. е. коэффициент выноса веществ с паром, K при всех солесодержаниях котловой воды, меньших критического, является, таким образом, практически постоянной величиной (рис. 16-10). При увеличении содержания котловой воды в закритической области (при $S_{к.в} > S_{к.в}^{кр}$) коэффициент выноса веществ с паром резко возрастает.

На рис. (16-9) зависимости даны для различных нагрузок котла. Совместное рассмотрение этих зависимостей показывает, что допустимое солесодержание котловой воды $S_{к.в}^{дон}$, т. е. такое солесодержание, при котором получается допустимая чистота пара $S_n^{дон}$, при снижении нагрузки повышается.

Таким образом, уменьшение солесодержания насыщенного пара за счет уноса капелек влаги с паром может быть достигнуто снижением нагрузки зеркала испарения, уменьшением солесодержания котловой воды, увеличением высоты парового пространства. Наконец, важным фактором, дающим возможность понизить солесодержание пара, является улуч-

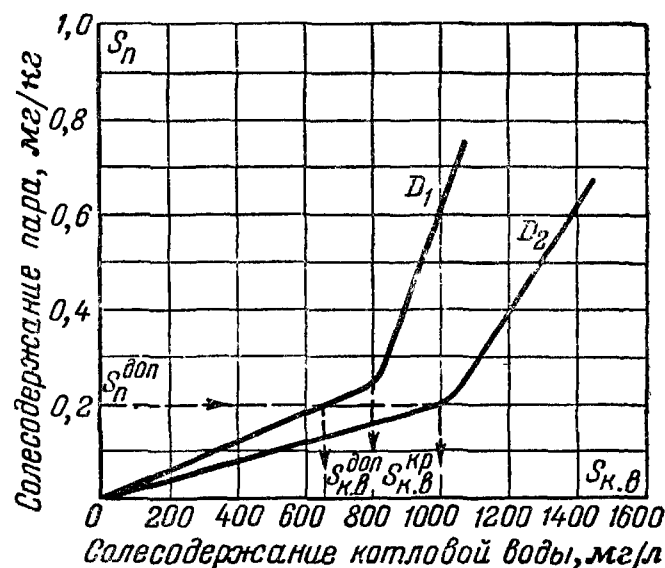


Рис. 16-9. Зависимость солесодержания пара от солесодержания котловой воды ($D_1 > D_2$).

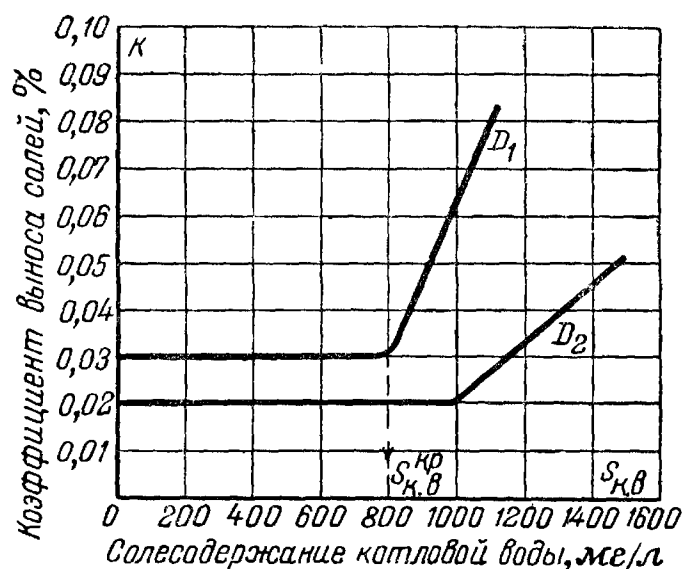


Рис. 16-10. Зависимость коэффициента выноса солей с паром от содержания солей в котловой воде ($D_1 > D_2$).

шение работы парового пространства, в котором происходит сепарация, т. е. отделение капелек влаги от пара.

16-4. РАСТВОРИМОСТЬ ВЕЩЕСТВ В ПАРЕ

При высоком и сверхвысоком давлениях заметно проявляется способность водяного пара растворять нелетучие соединения, содержащиеся в питательной воде.

Растворимость веществ в паре характеризуется рядом особенностей. Во-первых, вещества растворяются как в насыщенном, так и в перегретом паре. Во-вторых, растворяющая способность пара с повышением давления резко возрастает. В-третьих, вещества растворяются в паре избирательно, т. е. при идентичных условиях (для перегретого пара — при одинаковых давлениях и температурах, для насыщенного пара — при одинаковых давлениях и концентрациях веществ в воде) растворимость в паре разных соединений резко различна.

Содержание нелетучих примесей в насыщенном паре может быть представлено следующей формулой:

$$S_n = \frac{K}{100} S_{к.в} \text{ мг/кг.} \quad (16-13)$$

Коэффициент выноса того или иного вещества с паром K в общем случае равен:

$$K = w + a\%, \quad (16-14)$$

где w — влажность пара, характеризующая содержание в паре веществ за счет механического уноса капелек котловой воды;

a — коэффициент распределения данного вещества между насыщенным паром и котловой водой.

Коэффициент распределения определяется отношением содержания растворенного в паре вещества (S_n^p) к содержанию этого вещества в котловой воде:

$$a = \frac{S_n^p}{S_{к.в}} 100\%. \quad (16-15)$$

При низких давлениях растворимость в насыщенном паре всех нелетучих веществ практически ничтожно мала. Следовательно, коэффициент распределения a может быть принят равным нулю, а коэффициент выноса K в этом случае равен влажности пара.

По мере повышения давления растворимость веществ в паре возрастает, коэффициенты распределения их увеличиваются. Содержание в паре некоторых растворенных веществ становится соизмеримым и даже во много десятков и сотен раз превышает содержание их за счет механического уноса капелек котловой воды.

Все вещества, встречающиеся в котловой воде, по способности растворяться в насыщенном паре можно условно разделить на три группы.

К первой группе относятся весьма слабые, практически недиссоциированные в водном растворе кислоты. В обычных котельных агрегатах из этой группы имеет значение только кремнекислота. В котловой воде кипящих ядерных реакторов атомных электростанций могут иметь существенное значение и другие слабые кислоты (борная, алюминиевая, циркониевая). Коэффициент распределения веществ этой группы достигает довольно больших значений, даже при умеренных давлениях. Так, например, коэффициент распределения кремнекислоты a_{SiO_2} при 80 ата равен примерно 0,5—0,6%. При давлении 110 ата a_{SiO_2} увеличивается до 1,0%, при 185 ата он достигает 8%, а по мере приближения к критическому давлению он стремится к 100%. Коэффициент распределения борной кислоты составляет величину порядка 2—3% при давлении 20 ата, а при 100 ата $a_{\text{B}_2\text{O}_3}$ становится уже равным 9%.

Во вторую группу входят гидроокись натрия NaOH , хлористый натрий NaCl и хлористый кальций CaCl_2 . Эти вещества характеризуются значительно меньшими коэффициентами распределения, но приращения их с ростом

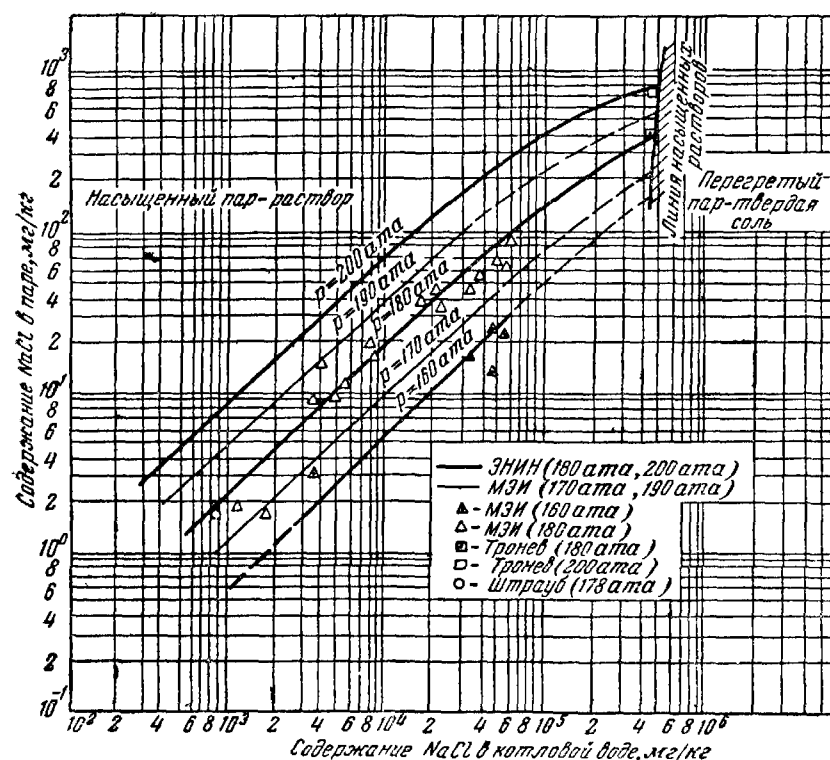


Рис. 16-11. Растворимость хлористого натрия в насыщенном паре.

давления соответственно больше, чем у кремнекислоты. Так, например, коэффициент распределения хлористого натрия при 110 ата a_{NaCl} равен примерно 0,0006 %, а при 185 ата он уже составляет 0,3 %.

Вещества третьей группы очень слабо растворяются в паре. К ним относятся сульфат натрия Na_2SO_4 , силикат натрия Na_2SiO_3 , фосфаты натрия и кальция Na_3PO_4 , Ca_3PO_4 , сульфаты кальция и магния CaSO_4 , MgSO_4 . Коэффициент распределения этих веществ при 200 ата составляет величину порядка 0,02 %.

В области давлений 60—130 ата коэффициенты выноса K всех веществ котловой воды, кроме кремнекислоты, примерно одинаковы, поскольку растворимость этих веществ пара несоизмеримо меньше уноса их с каплями котловой воды. При более высоких давлениях приходится уже учитывать резко возросшие коэффициенты распределения веществ второй группы. При давлении 155 ата содержание в насыщенном паре хлористого натрия NaCl и гидроокиси натрия NaOH примерно в 2 раза больше, чем при средних давлениях и одинаковых величинах влажности пара. Это объясняется тем, что при 155 ата коэффициенты распределения хлористого натрия a_{NaCl} и гидроокиси натрия a_{NaOH} равны примерно влажности пара. Растворимость в насыщенном паре веществ третьей группы не имеет

практического значения даже при давлениях порядка 200 ата.

Зависимость содержания растворенного в паре хлористого натрия от содержания его в воде для различных давлений представлена на рис. 16-11. До концентраций, во много раз превышающих те, которые бывают в котловой воде¹, эта зависимость имеет прямолинейный характер. Следовательно, коэффициент распределения вещества для всех практически встречающихся концентраций его в котловой воде — величина постоянная, изменяющаяся только с давлением.

На рис. 16-12 в логарифмических координатах даны значения коэффициентов распределения веществ в зависимости от отношения удельных весов воды и пара. Отношение $\frac{\gamma'}{\gamma''}$ для каждого давления имеет постоянное значение; для критического давления оно равно 1. Поскольку при критическом давлении коэффициент распределения веществ равен 1 ($S_n = S_{\text{к.с.}}$), зависимости $a = f\left(\frac{\gamma'}{\gamma''}\right)$ для различных веществ представляют собой пучок лучей, выходящих из точки, отвечающей критическому давлению. Поэтому зависимость коэффициента распределения от давления может быть выражена аналитически в виде степенной функции

$$a = \left(\frac{\gamma'}{\gamma''}\right)^{-n}, \quad (16-16)$$

где показатель степени n зависит лишь от свойств веществ.

Величины показателя степени n в формуле (16-16) даны на рис. 16-12.

Из всех обычно присутствующих в котловой воде нелетучих примесей наибольшей растворимостью в паре обладает кремнекислота. В то же время соли ее в паре растворяются очень слабо (они входят в третью группу веществ).

Содержание в насыщенном паре растворенной кремнекислоты при данном общем кремнесодержании котловой воды в сильной степени зависит от щелочности воды. На рис. 16-13 представлена зависимость видимого коэффициента распределения кремнекислоты от величины рН котловой воды.

Видимый коэффициент распределения кремнекислоты, подсчитываемый

¹ До концентраций порядка 10—20 г/л.

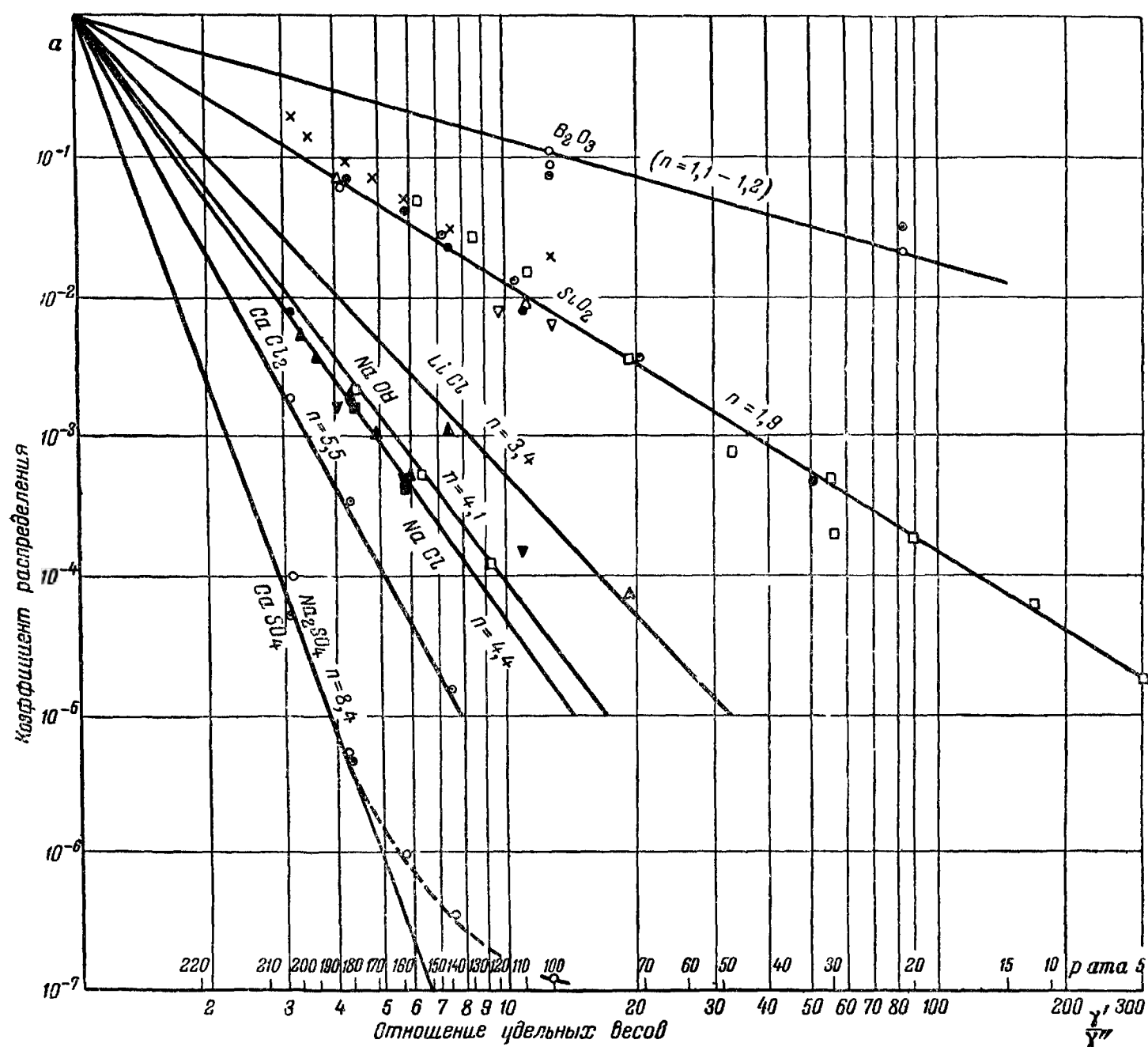
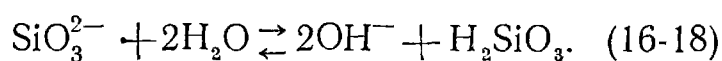


Рис. 16-12. Коэффициенты распределения различных веществ в зависимости от давления.

по суммарному кремнесодержанию пара и воды, условно выраженным в SiO_3^{2-} , т. е.

$$\alpha'_{\text{SiO}_3} = \frac{S_n^{\text{SiO}_3}}{S_{\text{кв}}^{\text{SiO}_3}} 100\%, \quad (16-17)$$

с увеличением величины рН воды уменьшается. Это объясняется тем, что кремнекислота является продуктом гидролиза силикат-ионов:



По мере увеличения концентрации гидроксильных ионов OH^- в воде равновесие гидролиза смещается влево и содержание в воде кремнекислоты снижается. Следовательно, снижается и содержание ее в паре. Действительный коэффициент распределения кремнекислоты α_{SiO_3} (рис. 16-12) зависит только от давления. Он соответствует максимальному со-

держанию в воде кремнекислоты (т. е. при $\text{pH} \approx 7$). Видимый коэффициент распределения α'_{SiO_3} равен коэффициенту выноса K_{SiO_3} при $\omega = 0$.

Как уже выше указывалось, все соединения растворяются не только в насыщенном, но и в перегретом паре. При этом в перегретом паре, находящемся в контакте с твердой солью, растворяется значительно большее количество веществ, чем в насыщенном, полученном из столь разбавленного раствора, каким является котловая вода.

Растворимость твердых веществ в перегретом паре достигает заметных величин даже при средних давлениях, при которых растворимость этих веществ в насыщенном паре ничтожно мала.

На рис. 16-14 представлена растворимость одной из кристаллических модификаций окиси кремния SiO_2 (кварца) в перегретом паре.

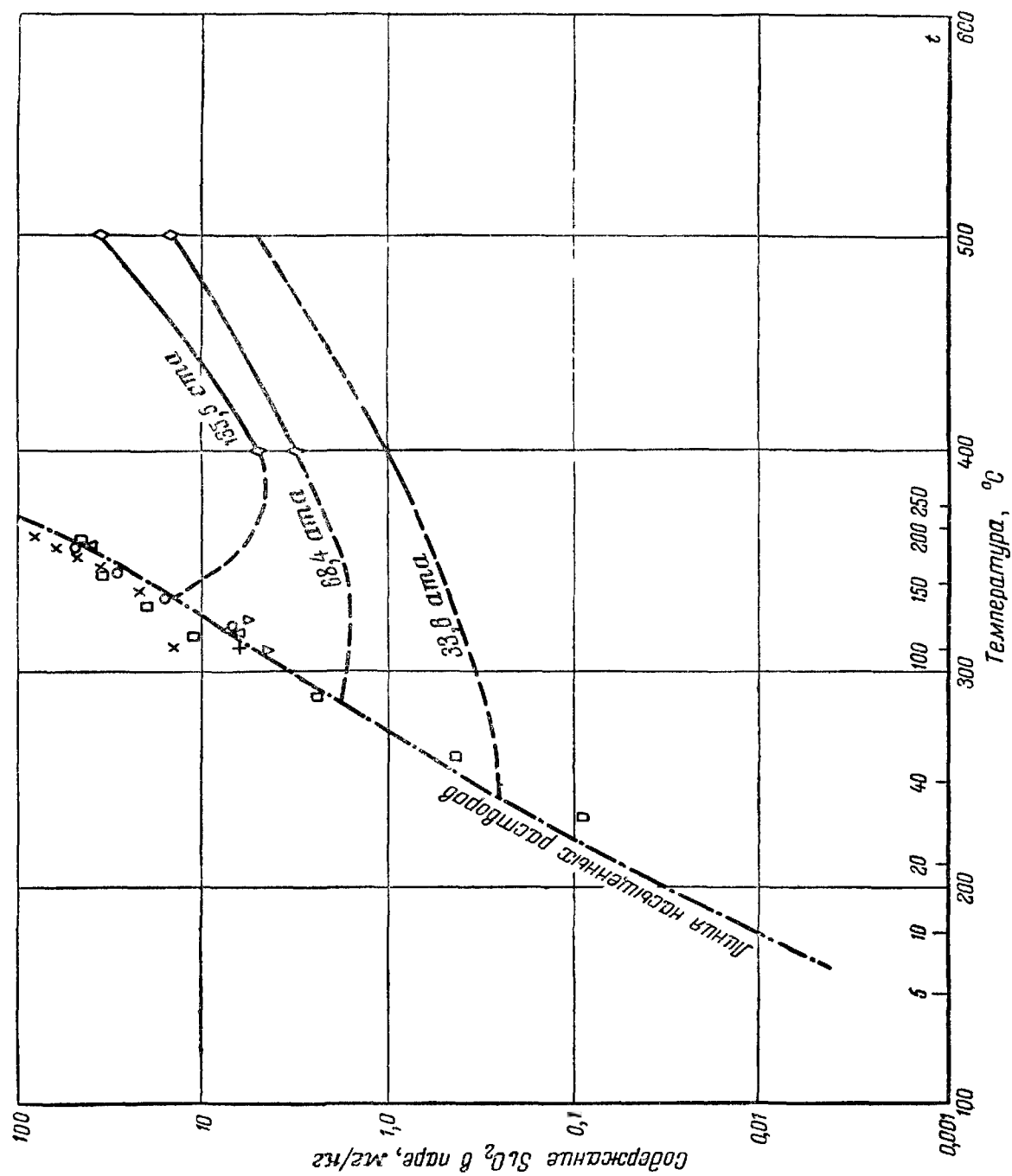


Рис. 16-14. Растворимость окиси кремния (кварца) в перегретом паре.

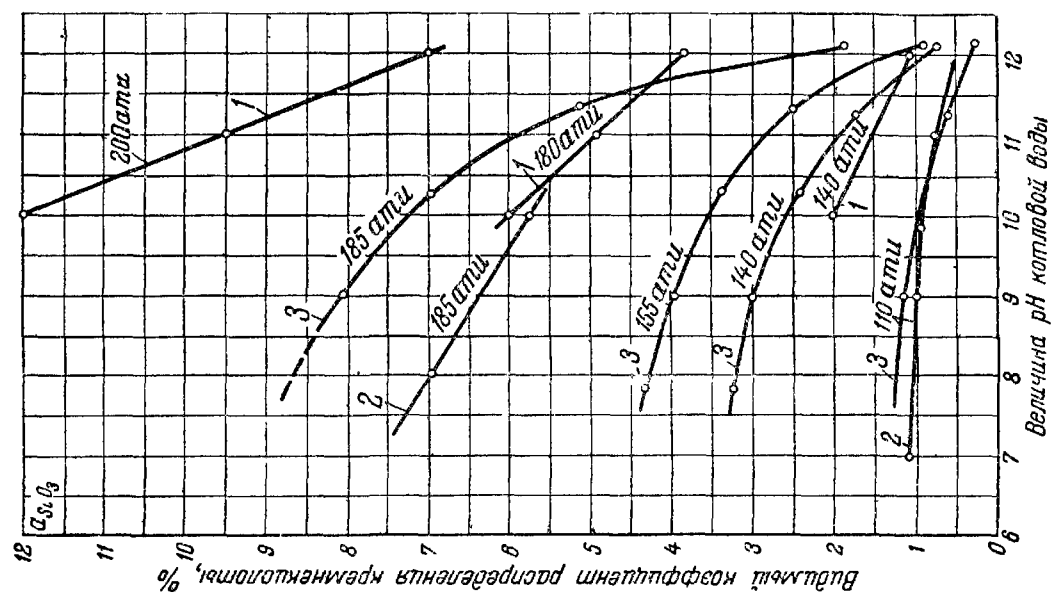


Рис. 16-13. Видимый коэффициент распределения кремнекислоты в зависимости от величины pH котловой воды.

1 — по данным ЦКТИ 2 — по данным МЭИ;
3 — по данным Коултера, Пирша и Вагнера.

Растворимость в перегретом паре хлористого натрия дана на рис. 16-15, а сернокислого натрия — на рис. 16-16.

Рассмотрение этих зависимостей показывает, что так же как и для насыщенного пара, растворимость в перегретом паре зависит от свойств вещества. Вещества, которые хорошо растворяются в воде, легко переходят и в насыщенный пар, обладают большей растворимостью и в перегретом паре.

Содержание растворенного вещества в перегретом паре зависит от давления и температуры. С ростом давления растворимость веществ в паре увеличивается.

Характер зависимости растворимости веществ в перегретом паре от температуры одинаков для различных веществ; кривые растворимости при постоянном давлении имеют минимум в области небольшого перегрева. Чем выше давление пара, тем более резко меняется растворимость вещества вблизи кривой насыщенных растворов. По мере удаления от кривой насыщения влияние давления на растворимость веществ уменьшается и содержание в паре растворенного вещества начинает зависеть главным образом от температуры. При критических давлениях кривые растворимости веществ в паре также имеют мини-

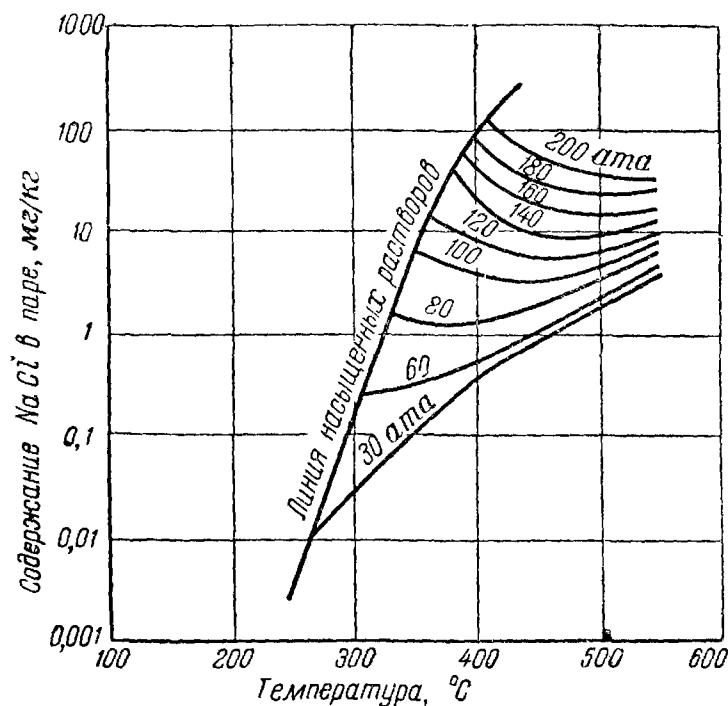


Рис. 16-15. Растворимость хлористого натрия в перегретом паре

мум, но при более высоких температурах (рис. 16-17).

Кривые растворимости $S_{ne} = f(p, t)$ сходны по своему характеру с зависимостями от дав-

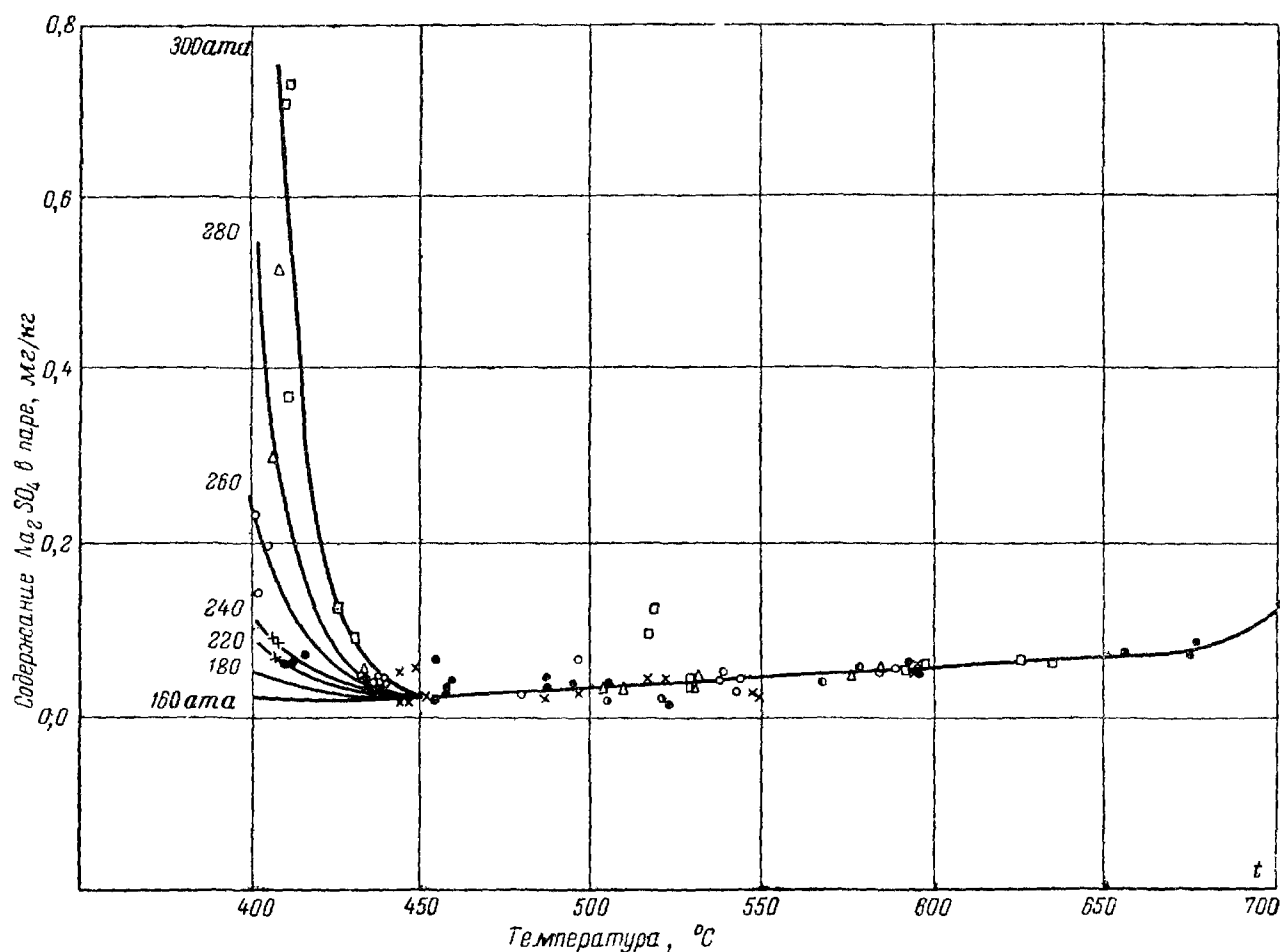


Рис. 16-16. Растворимость сернокислого натрия в перегретом паре.

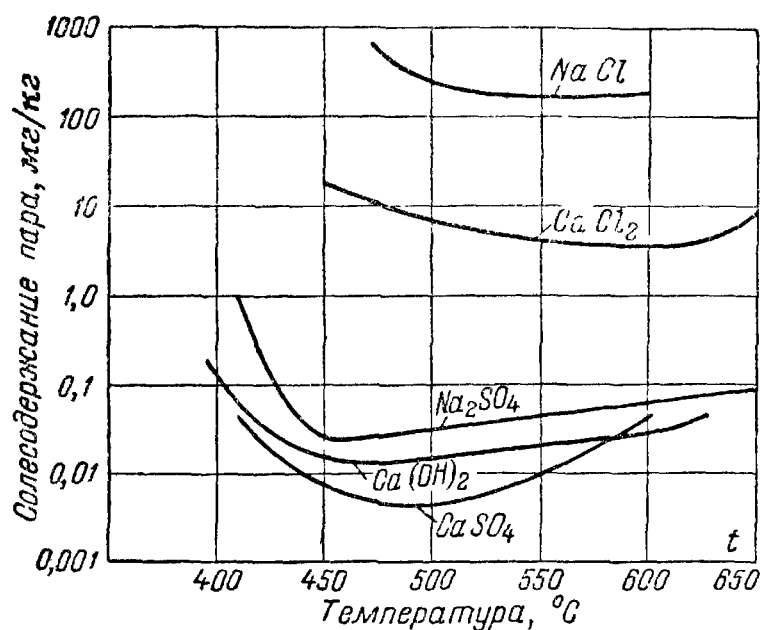


Рис. 16-17 Растворимость веществ в перегретом паре при 300 атм.

ления и температуры физических параметров водяного пара: теплоемкости, вязкости, теплопроводности. Наибольшее влияние давления на физические параметры водяного пара проявляется в области слабого перегрева. Далее, с повышением перегрева, величины этих физических параметров определяются уже в основном температурой.

Таким образом, характер зависимости растворимости веществ в перегретом паре определяется изменением свойств растворителя, т. е. водяного пара.

16-5. ПОВЕДЕНИЕ ПРИМЕСЕЙ ПАРА В КОТЛЕ И ТУРБИНЕ

Насыщенный пар среднего давления на выходе из барабана котла содержит летучие примеси: кислород O_2 , азот N_2 , углекислоту CO_2 , аммиак NH_3 и капельки котловой воды. В насыщенном паре высокого давления содержится также растворенная кремнекислота, а при сверхвысоком давлении заметных величин достигает, кроме того, и содержание растворенных гидроокиси натрия $NaOH$ и хлористого натрия $NaCl$.

Кислород, азот и аммиак проходят с паром перегреватель и турбину, не принимая участия в образовании солевых отложений в них. Углекислый газ CO_2 реагирует с гидроокисью натрия, образуя карбонат натрия Na_2CO_3 .

Капельки котловой воды содержат растворенные и взвешенные твердые вещества. Во взвешенном состоянии в них могут находить-

ся частички шлама и продукты коррозии стали (в основном — окислы железа).

В пароперегревателе температура пара повышается. Так как концентрации веществ, растворенных в котловой воде, очень далеки от насыщения, то по мере роста температуры пара капли влаги испаряются и концентрации веществ в них увеличиваются. Когда концентрация каких-либо веществ в капельках достигает состояния насыщения, то они начинают выпадать из раствора в виде твердой фазы. Температура, при которой начинается выпадение из раствора твердой фазы вещества, зависит от свойств данного вещества и свойств и концентраций присутствующих в данном растворе других веществ. Так как в каплях влаги, уносимых насыщенным паром, в зависимости от состава котловых вод примеси содержатся в самых различных соотношениях, то температуры, при которых начинается выпадение твердых фаз, и порядок выпадения их определить однозначно не представляется возможным.

Выпадение твердой фазы веществ происходит главным образом на поверхностях нагрева пароперегревателя и в небольшом количестве в потоке пара. Поэтому наряду с образованием солевых отложений некоторая часть твердых примесей в виде сухой взвеси может остаться в паре и уноситься в турбину. Этому в значительной мере способствует поведение гидроокиси натрия, содержащейся в капельках котловой воды.

При упаривании капель влаги в паре образуются жидкие капельки расплавленного едкого натра, к которым могут прилипать твердые частицы взвешенных в потоке примесей. Кроме того, взаимодействуя с углекислым газом, находящимся в паре, $NaOH$ переходит в карбонат натрия Na_2CO_3 . Таким образом, на поверхностях нагрева пароперегревателя и в проточной части турбины отлагаются карбонат натрия или сложные соединения гидроокиси натрия с другими веществами.

При средних параметрах почти все нелетучие примеси насыщенного пара барабанных котлов осаждаются в пароперегревателе (90—95%). При высоких и сверхвысоких давлениях вследствие растворимости веществ в паре роль пароперегревателей как «ловушек» солей резко снижается.

При упаривании капелек котловой воды, механически увлеченных насыщенным паром высокого давления в перегреватель, концентрация растворенных веществ в них будет

повышаться, что приведет к усиленному переходу этих веществ в пар за счет растворимости. Если содержание данного соединения в насыщенном паре (включая капли) меньше величины, которая соответствует равновесию пара с насыщенным водным раствором, то при упаривании каплей концентрация этого соединения в них не дойдет до насыщения. В этом случае данное вещество полностью переходит в пар, не образуя отложений. Если же средняя концентрация данного соединения в насыщенном паре (включая капельки) выше указанного предела, то при упаривании каплей концентрация в них дойдет до насыщения и остаток вещества выпадет из водного раствора в твердом виде.

Поэтому количество отложений будет тем меньше, чем выше растворяющая способность пара (т. е. его давление) и чем меньше степень загрязненности пара, поступающего в перегреватель. При этом в солевых отложениях пароперегревателей остаются преимущественно плохо растворимые вещества в паре (например, сернистый натрий, соединения кальция и магния).

Аналогичным является поведение примесей питательной воды в прямоточных котлах. При среднем давлении большая часть нелетучих примесей ее осаждается в переходной зоне. С ростом давления количество растворенных веществ в паре увеличивается. При этом на поверхности нагрева котла отлагается лишь избыточное количество вещества, находящееся в питательной воде.

На рис. 16-18 представлено распределение содержащегося в питательной воде хлористого натрия между паром и отложениями в прямоточном котле. Так как при постоянных параметрах пара прямоточного котла содержание в паре растворенного хлористого натрия является величиной постоянной, то при повышении содержания его в питательной воде количество отложений увеличивается. При повышении давления доля солей, отлагающихся в котле, уменьшается.

При близких к критическому и закритическим давлениям и обычных концентрациях соединений натрия в питательной воде последние почти полностью переходят в пар.

Содержащиеся в питательной воде соли жесткости и окислы железа растворяются в паре очень слабо. Исключением является, по-видимому, только хлорид кальция, заметно растворимый в паре (рис. 16-12).

На рис. 16-19 представлена полученная экспериментально на прямоточном котле при

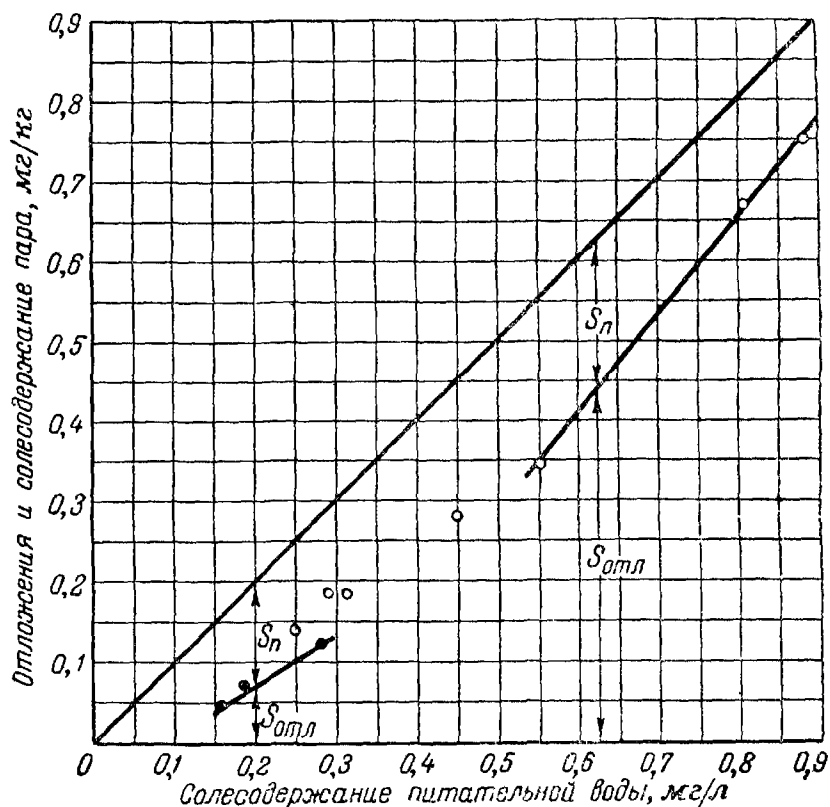


Рис. 16-18. Содержание хлористого натрия в паре прямоточного котла в зависимости от содержания его в питательной воде.

● — котел в. д. ○ — котел с. д.

давлениях $p=215 \div 290$ ата и температуре перегрева пара 510°C зависимость содержания в перегретом паре иона кальция от концентрации его в питательной воде. Как видно из этих данных, растворимость кальциевых солей в паре не превышает $0,005$ мг/кг.

Опыты с солями магния при этих же параметрах пара показали, что содержание их

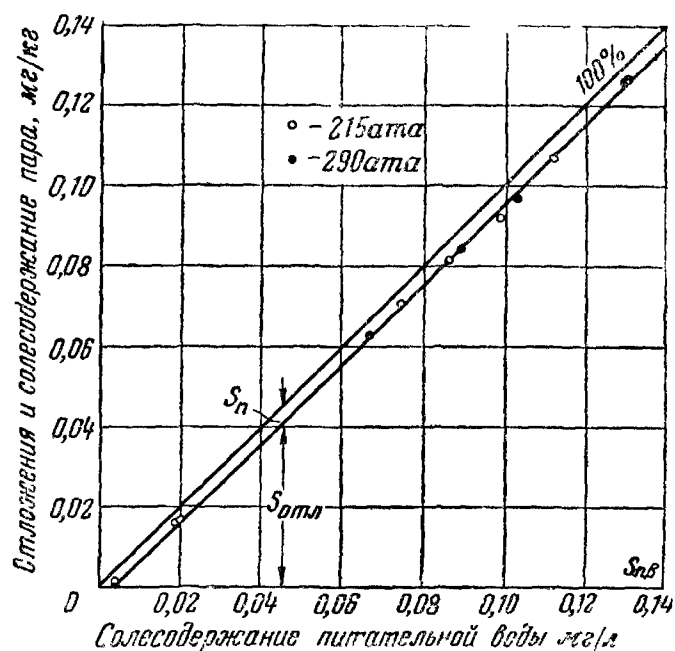


Рис. 16-19. Содержание иона Ca в паре прямоточного котла в зависимости от концентрации его в питательной воде.

в паре находится вне пределов точности измерений, т. е. в паре содержалось менее $0,001 \text{ мг/кг } \text{Mg}^{+2}$. Так же слабо растворяются в паре и окислы железа.

Поэтому практически при любых давлениях вплоть до 300 ата и обычном содержании их в питательной воде соли жесткости и окислы железа в значительной мере осаждаются на поверхностях нагрева прямоточного котла.

Твердые вещества, взвешенные в потоке перегретого пара, частично осаждаются в арматуре паропроводов и турбины, но в основном образуют солевые отложения в первых ступенях ее.

Выпадение из парового раствора растворенных твердых веществ происходит по мере снижения давления. При этом чем больше растворимость того или иного вещества в паре, тем при более низком давлении оно начинает отлагаться по тракту пара в турбине. Поэтому растворенные в паре соли натрия (силикат, карбонат, фосфат, сульфат и хлорид натрия) образуют солевые отложения в первых ступенях турбины. Кремниевая кислота отлагается на лопатках турбины в области давлений ниже 20 ата в виде кристаллической и аморфной окисей кремния SiO_2 .

16-6. МЕТОДЫ ПОЛУЧЕНИЯ ЧИСТОГО ПАРА

Общие положения

Задача получения чистого пара в барабанных котлах состоит в том, чтобы снизить содержание в паре капелек котловой воды и уменьшить содержание в нем растворенных веществ.

При низких и средних давлениях, когда растворимость твердых веществ в паре несоизмеримо меньше выноса их с каплями влаги, решающее значение для уменьшения загрязнения пара играет сепарация влаги от пара.

При высоких давлениях содержание в паре всех нелетучих примесей, кроме кремниевой кислоты, определяется уносом капелек котловой воды, а кремнесодержание пара обуславливается главным образом растворимостью кремниевой кислоты в паре. Так, например, при 110 ат коэффициент выноса кремниевой кислоты равен $1,0\%$; в то же время коэффициент выноса других нелетучих примесей составляет величину порядка $0,01—0,03\%$.

При сверхвысоких давлениях повышенные

коэффициенты выноса за счет растворимости веществ в паре наблюдаются не только для кремниевой кислоты, но и для хлористого натрия и его гидроокиси.

Таким образом, при сверхвысоких давлениях не только кремнесодержание, но и содесодержание пара определяются главным образом растворимостью нелетучих веществ в паре. Следовательно, в этом случае мероприятия, уменьшающие содержание растворенных веществ в паре, играют большее значение, чем меры, применяемые для уменьшения механического уноса капелек влаги.

Атомные станции с кипящими реакторами и непосредственной подачей пара в турбину обычно работают при умеренных давлениях ($30—70 \text{ ата}$). Поэтому растворимость солей в этих условиях играет незначительную роль и содесодержание пара определяется в основном полнотой механической сепарации. Однако в воде таких реакторов может содержаться значительный процент слабых кислот и оснований (борная кислота, гидроокиси алюминия, циркония и др.), растворимость которых в паре, даже при умеренных давлениях, может быть выше обычных величин механического уноса.

В прямоточных котлах содержание примесей в паре определяется главным образом растворимостью веществ в перегретом паре. Следовательно, повышение чистоты пара, выдаваемого этими котлами при данном составе и содержании примесей в питательной воде, возможно лишь при переходе от прямоточных бесепараторных котлов к агрегатам, в которых организованы сепарация пара от воды (из смеси небольшого водосодержания) и продувка этой воды. Смесь малого водосодержания может быть получена путем установки сепаратора в соответствующей зоне пароводяного тракта или увлажнением слабо перегретого пара впрыском части питательной воды.

Снижение уноса капелек влаги насыщенным паром достигается путем создания благоприятных условий для сепарации влаги от пара.

Снижение содержания в паре соединений, переходящих в него за счет растворимости, может быть достигнуто снижением концентрации этих соединений в воде, из которой получается пар.

Содержание примесей в котловой воде уменьшают путем повышения чистоты питательной воды или снижения степени ее упаривания в котле, т. е. увеличения процента

продувки (см. подробнее гл. 17). И то и другое связано с дополнительными затратами.

При применении в котельном агрегате ступенчатого испарения, т. е. разделения его водяного объема на несколько отсеков, удастся получить значительную часть пара из воды с относительно более низким содержанием (см. подробнее гл. 17).

Однако наиболее эффективной является промывка пара, полученного из воды с большим содержанием примесей, более чистой водой.

Если загрязненный пар привести в тесное соприкосновение с водой, характеризующейся малым содержанием примесей, то растворенные вещества перейдут из пара в воду и при достижении равновесия количество растворенных веществ в промытом паре будет соответствовать концентрации их в промывочной воде, а не в той воде, из которой пар был получен.

Промывка насыщенного пара может производиться любой водой, содержащей примесей меньше, чем котловая вода. Пар можно промывать конденсатом, питательной водой и даже котловой водой пониженного содержания. Эффект от промывки пара повышается с уменьшением концентрации примесей в промывочной воде. Наиболее чистый пар получается при промывке пара конденсатом. Но в случае питания котла смесью конденсата и умягченной (не обессоленной) воды это бывает трудно выполнимо, так как требует раздельной подачи в барабан двух потоков воды: турбинного конденсата — в промывочное устройство и добавочной воды, восполняющей потери конденсата на станции, — в водяной объем барабана. Поэтому обычно промывку пара производят питательной водой. Промывка котловой водой осуществляется только в котлах со ступенчатым испарением и размещением солевых отсеков вне барабана (см. гл. 17).

Чистота пара после промывки определяется не только коэффициентами распределения растворенных веществ, но и влажностью пара. Таким образом, должная организация сепарации пара от влаги имеет очень важное значение не только при отсутствии промывки пара, но также и в тех конструкциях котельных агрегатов, в которых промывка осуществлена.

Сепарационные устройства

Для уменьшения содержания капелек влаги в насыщенном паре служат сепараци-

онные устройства. Они должны удовлетворять следующим требованиям:

1. В них должны происходить гашение кинетической энергии струй пароводяной смеси с минимальным дроблением влаги и отделение основной массы воды от пара.

2. Они должны способствовать равномерному распределению пара в паровом пространстве барабана с целью снижения скорости движения его для обеспечения высокого эффекта естественной сепарации.

3. В них должна осуществляться также механическая сепарация, главным образом за счет центробежных сил, возникающих при криволинейном движении пара.

В барабанных котельных агрегатах применяются различные сепарационные устройства. Некоторые из них удовлетворяют одному или одновременно двум из предъявляемых к ним требований.

В старых конструкциях сепарационных устройств (швеллерковых и центробежных сепараторах, щитках с влагуолавливающими корытами и т. п.) осушку пара пытались осуществлять улавливанием влаги, содержащейся в паре. Однако влажность пара после этих устройств оставалась все же слишком высокой. Это объясняется тем, что пар в них двигался с большими скоростями, создавалось значительное гидравлическое сопротивление, которое затрудняло осуществление дренажа (отвода) скопившейся в них влаги. В конечном итоге происходил повышенный захват капелек потоком пара.

В современных барабанных котлах также применяются различные сепарационные устройства, как, например, отбойные щитки, направляющие и гофрированные жалюзи, дырчатые щиты, циклоны и т. п. Стремление создать благоприятные условия для естественной сепарации, которая играет решающую роль для отделения капелек влаги от пара, привело к тому, что в современных конструкциях сепарационных устройств скорости, а следовательно, и гидравлические сопротивления невелики, отсепарированная влага из них легко дренируется.

При вводе пароводяной смеси в паровое пространство барабана устанавливают отбойные щитки (рис. 16-20). При ударе о них кинетическая энергия струи пароводяной смеси падает, скорость пара уменьшается; происходит отделение основной массы воды от пара. Для того чтобы при этом образовалось по возможности небольшое ко-

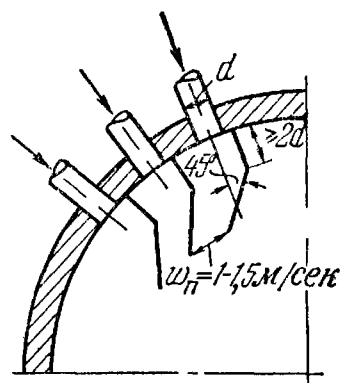


Рис. 16-20. Отбойные щитки на входе пароводяной смеси в барабан.

шимся потоком пара пленки влаги, стекающей по поверхности щитков в водяной объем барабана. Так как чем толще пленка жидкости, тем легче она срывается, то на каждый ряд труб надо ставить один или несколько отбойных щитков.

Для отделения основной массы воды от пара и снижения кинетической энергии пароводяной смеси могут использоваться также индивидуальные успокоительные козырьки, привариваемые к барабану у каждой подводящей трубы (рис. 16-21). Вода поступает на такой козырек безударно и широкой плоской струей стекает по его внутренней поверхности. Пар выходит с боковых сторон козырька с небольшой скоростью.

Для отделения из потока пара небольшого количества сравнительно мелкодисперсной влаги применяют направляющие жалюзи. Их устанавливают против входа пароперепускных труб в основной барабан; под ними выше уровня воды в барабане размещают встречные жалюзи (см. рис. 16-25). При ударе струи влажного пара о направляющие жалюзи происходит образование

лишь мелких капелек, движение потока пара должно быть плавным. Поэтому щитки желательно устанавливать под углом не менее 45° к оси пароподводящей трубы.

Скорость пара в проходах между отбойными щитками должна быть невелика (1,0—1,5 м/сек). Это предотвратит возможность срыва движущимся

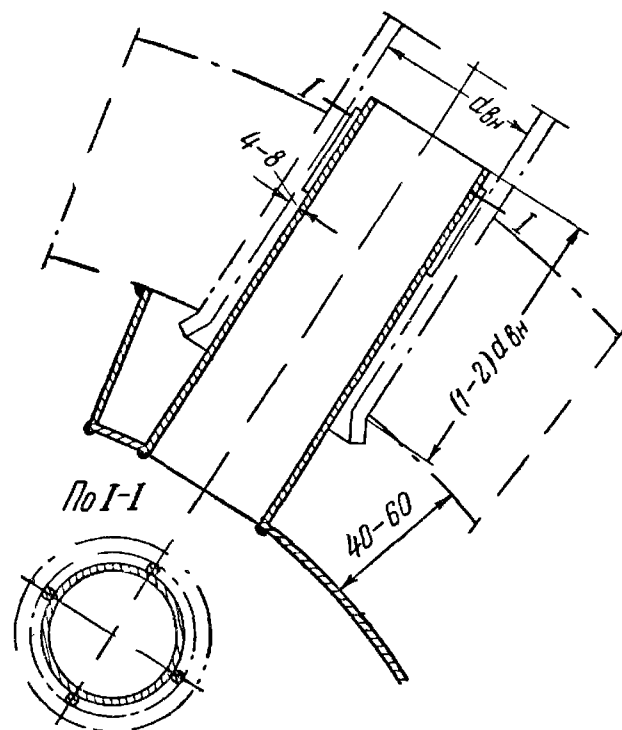


Рис. 16-22. Пленочная вставка на выходе пароводяной смеси из трубы.

пленки влаги, которая падает на встречные жалюзи и по ним уже стекает в водяной объем барабана. Движущийся между направляющими жалюзи пар при выходе в паровое пространство барабана делает поворот, но с уровнем котловой воды он не соприкасается. Это предотвращает возможный захват паром капелек и пены с уровня котловой воды в барабане.

При движении влажного пара в трубах с относительно небольшими скоростями (при высоких давлениях — не более 2—3 м/сек и среднем давлении — не выше 8—10 м/сек) почти вся влага движется по стенкам трубы. Эффект этой, так называемой пленочной сепарации в трубах может быть использован для осушки пара, поступающего в барабан.

На рис. 16-22 изображена установка пленочных вставок в пароподводящие трубы. Отсепарированная влага вместе с небольшим количеством пара проходит через зазор между трубой и вставкой в дренажный короб, нижний край которого располагается на 150—200 мм выше уровня воды в барабане.

Для снижения содержания увлеченных паром капелек влаги при недостаточной высоте парового объема, когда только естественная сепарация не дает необходимого уменьшения влажности пара, нашли применение жалюзийные сепараторы (рис. 16-23).

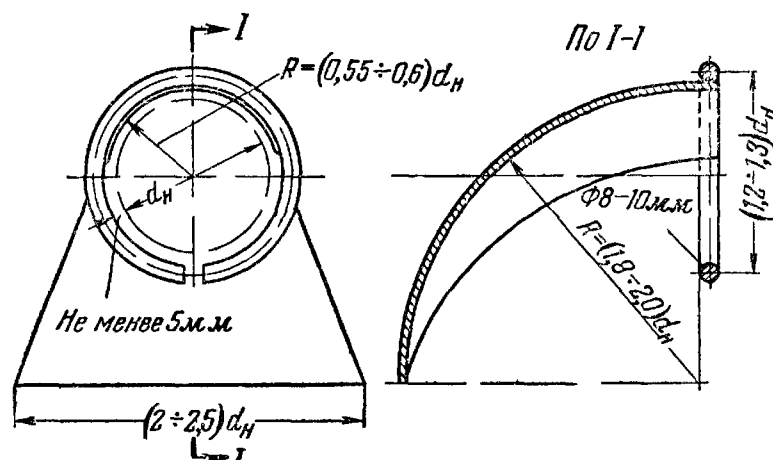


Рис. 16-21. Успокоительный козырек на входе пароводяной смеси в барабан.

Поток пара движется между гофрированными жалюзи тонкими струями с малыми скоростями, так что мелкие капельки взвешенной в паре влаги при соприкосновении с поверхностью жалюзи осаждаются на них, сливаются в жидкую пленку, которая постепенно стекает в виде крупных капель на уровень воды.

Наилучший эффект для отделения пара от содержащихся в нем капелек влаги дает естественная сепарация, которая происходит вследствие разности удельных весов воды и пара.

Как было показано выше, влажность пара зависит от нагрузки зеркала испарения R , $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$, представляющей собой скорость выхода пара в паровое пространство. Чем меньше скорость пара в паровом пространстве, тем меньшее количество капелек влаги может удержаться в потоке пара. При малых скоростях пара в нем остаются лишь самые мелкие капельки и, следовательно, влажность пара получается небольшой.

Нагрузка зеркала испарения рассчитывается обычно по часовому расходу пара, отнесенному ко всей площади зеркала испарения. В условиях же реальных установок далеко не всегда удается иметь равномерное распределение пара по всему зеркалу испарения и паровому объему. Не заполняя всего сечения парового пространства, поток пара местами движется с повышенными скоростями, что приводит к соответствующему возрастанию влажности пара.

Таким образом, для увеличения эффективности естественной сепарации в паровом пространстве необходимо обеспечить равномерное заполнение его паром. С этой целью в паровом объеме перед пароотводящими трубами устанавливают пароприемный дырчатый щит. При подводе пара под уровень воды ставят еще и погруженный дырчатый щит.

Установка пароприемного дырчатого щита в паровом пространстве барабана показана на рис. 16-23. Диаметр отверстий в этом щите делают обычно в пределах 10—20 мм, а количество их рассчитывают из условия, чтобы скорость пара в них была порядка 6—8 м/сек для высокого давления и 10—12 м/сек для среднего давления. Это обуславливает возникновение небольшого гидравлического сопротивления, которое способствует равномерному распределению пара под щитом, т. е. в паровом объеме барабана.

Особенно большое значение установка

пароприемного дырчатого щита имеет в том случае, когда отвод насыщенного пара из барабана производится небольшим числом труб. При этом целесообразно делать неравномерное размещение отверстий на щите: наименьшее количество отверстий надо иметь против пароотводящих труб. В конструкциях котлов с большим числом пароотводящих труб к перегревателю расположение отверстий в пароприемном дырчатом щите делают равномерным.

Погруженный дырчатый щит располагают на расстоянии 50—100 мм ниже наинизшего уровня воды в барабане. Диаметр отверстий делают в пределах 10—20 мм, а количество их определяют в зависимости от скорости пара в них, которую рекомендуется выбирать равной 1,5—2,0 м/сек для высокого давления и 3,0—3,5 м/сек для среднего давления. Отверстия на щите, как правило, распределяют равномерно.

На рис. 16-24 изображено размещение погруженного дырчатого щита в барабане. Над щитом подводится питательная вода, так что пар, подымающийся сквозь отверстия, барботирует через слой воды с меньшим содержанием примесей, чем в котловой воде. Для беспрепятственного слива воды между щитом и барабаном оставляют свободный проход шириной примерно 150—200 мм. Вертикальный бортик на щите со стороны слива воды служит для предотвращения прорыва пара помимо отверстий щита. Конструктивное оформление щита может быть различным. Наиболее простыми в изготовлении являются горизонтальные щиты, но во избежание возможного перекоса они требуют тщательной установки.

Под погруженным дырчатым щитом в результате создаваемого им гидравлического сопротивления образуется паровая подушка, выравнивающая распределение пара по сечению щита и тем самым в паровом объеме барабана.

Эффективность работы погруженного дырчатого щита объясняется также тем обстоятельством, что при его установке «набухание» водяного объема определяется лишь «набуханием» слоя воды над щитом, т. е. действительная высота парового пространства практически будет мало отличаться от величины, отвечающей показанию водоуказательного прибора.

К недостаткам погруженного дырчатого щита следует отнести ухудшение его работы при понижении нагрузки котла. Это происхо-

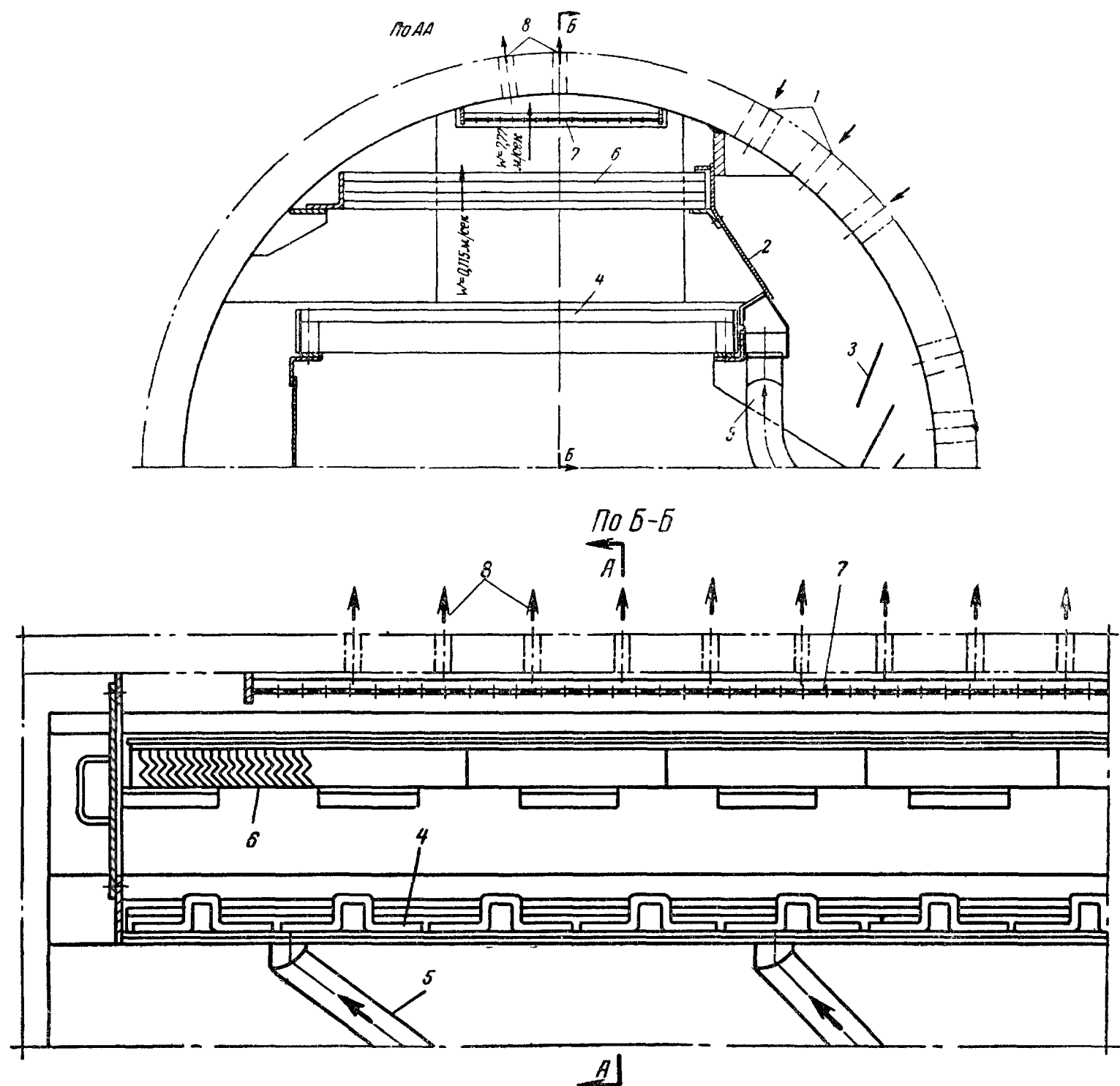


Рис. 16-23. Установка жалюзийного сепаратора и пароприемного дырчатого щита в барабане.

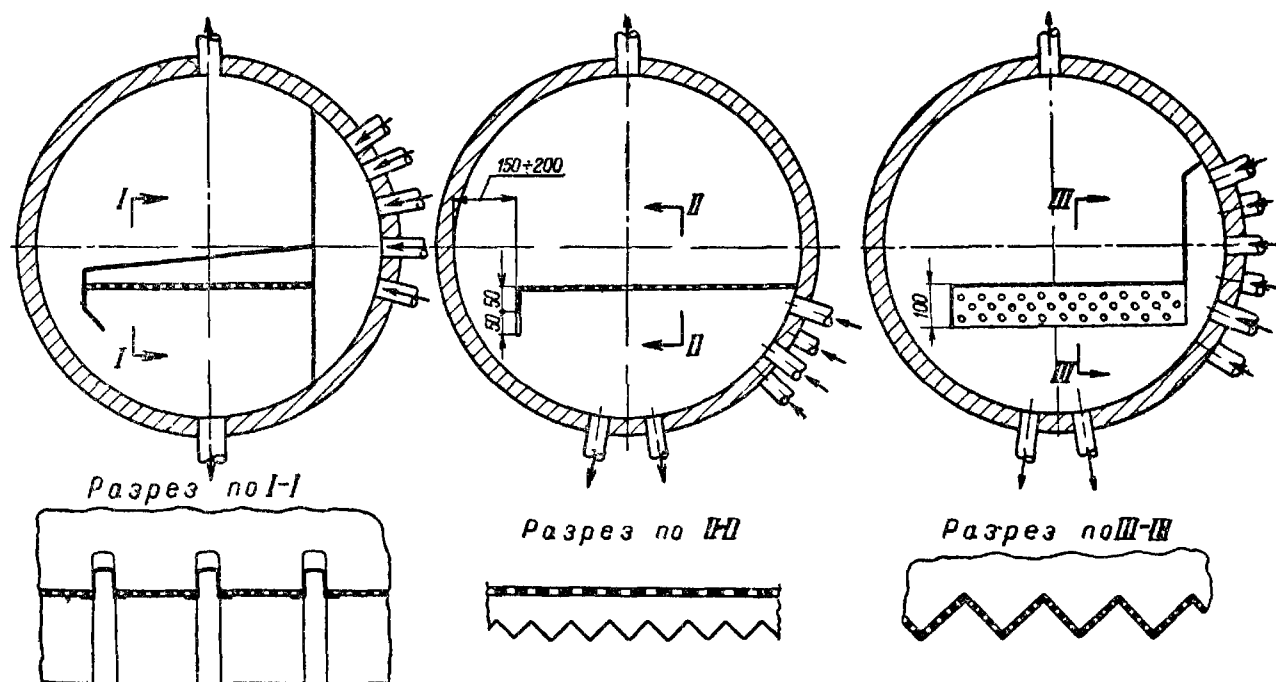
1 — парообразующие трубы; 2 — глухая перегородка; 3 — отбойные щитки; 4 — паропромывное устройство; 5 — ввод питательной воды после водяного экономайзера; 6 — жалюзийный сепаратор; 7 — пароприемный дырчатый щит; 8 — паротводящие трубы.

дит потому, что при нагрузках котла меньше номинальной, когда скорости пара в отверстиях щита и толщина паровой подушки уменьшаются, равномерность работы всего сечения щита нарушается.

Схема внутрибарабанного устройства, в котором пароводяная смесь подается в паровой объем барабана, представлена на рис. 16-25. Гашение кинетической энергии струй пароводяной смеси и отделение основной массы воды от пара происходят в ре-

зультате резкого снижения скоростей при входе в паровой и водяной объем барабана. Далее, весь пар, пройдя между направляющими жалюзи, поступает в ничем не заполненное паровое пространство барабана, где за счет естественной сепарации влажность пара уменьшается. Питательная вода подводится в корыто, расположенное несколько выше уровня воды, и, переливаясь через его край, поступает в водяной объем барабана в щель между корытом и глухим щитом. Установкой

Рис 16-24. Установка погруженного дырчатого щита в барабане



этого глухого щита предотвращается возможность прохода пара в паровой объем барабана минуя направляющие жалюзи

На рис. 16-26 изображена схема внутрибарабанного устройства при подаче пароводяной смеси под уровень воды в барабане. С помощью глухой перегородки пароводяная смесь, поступающая выше уровня воды в барабане, направляется в водяной объем. Таким образом, гашение кинетической энергии струй пароводяной смеси и отделение основной массы воды от пара происходят в водяном объеме. Отделение от пара капелек влаги осуществляется вследствие естественной сепарации в паровом пространстве барабана, в котором в результате установки погруженного и пароприемного дырчатых щитов достигаются достаточно низкие скорости пара (порядка 0,4—0,5 м/сек).

Котельные агрегаты высокого давления в СССР еще до недавнего времени выпускались с двухбарабанной сепарационной схемой (котлы ТП-170, ТП-230, ПК-10 и ПК-14). На рис 16-27 показана сепарационная схема котла с разделительным барабаном. Вся пароводяная смесь, образующаяся в котле, поступает в разделительный барабан ($D_{вн} = 800$ мм), где происходит отделение основной массы воды от пара. Пар с влажностью, равной 2—3% и более, по верхним перепускным трубам направляется в основной барабан ($D_{вн} = 1300$ мм). По нижним перепускным трубам из разделительного барабана в основной идет вода, где она, смешиваясь с питательной водой, поступает в опускные трубы циркуляционных контуров

котла. Большим недостатком этой двухбарабанной сепарационной схемы является плохая работа разделительного барабана, что приводит к увлечению по водоперепускным трубам больших количеств пара (10% и более паропроизводительности котла), что ухудшает нормальную работу основного барабана.

Высокий эффект сепарации пара от влаги достигается в циклонах. Наиболее широкое распространение имеют циклоны, устанавливаемые непосредственно в барабанах

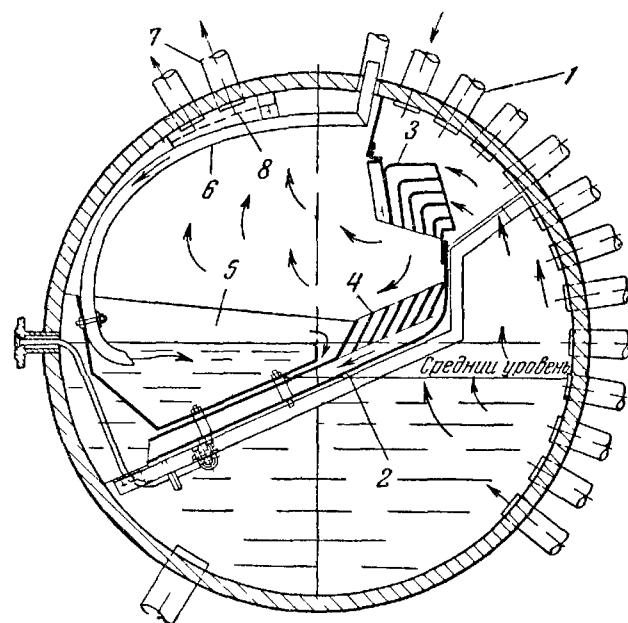


Рис 16-25. Схема внутрибарабанного устройства при подводе пароводяной смеси в паровой объем барабана.

1 — парообразующие трубы, 2 — глухой щит, 3 — направляющие жалюзи, 4 — встречные жалюзи, 5 — питательное корыто, 6 — подвод питательной воды, 7 — паровыводящие трубы, 8 — пароприемный дырчатый щит

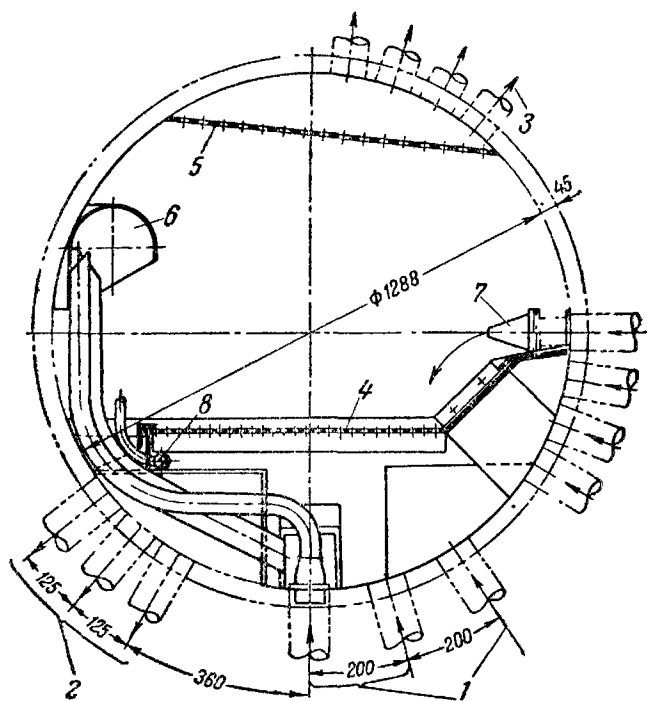


Рис. 16-26. Внутрибарабанное устройство при подводе пароводяной смеси под уровень воды.

1 — ввод пароводяной смеси; 2 — опускные трубы; 3 — паропроводящие трубы; 4 — погруженный дырчатый щит; 5 — пароприемный дырчатый щит; 6 — отбойный колпак; 7 — щелевые насадки на трубы, подводящие питательную воду; 8 — труба для ввода фосфатов.

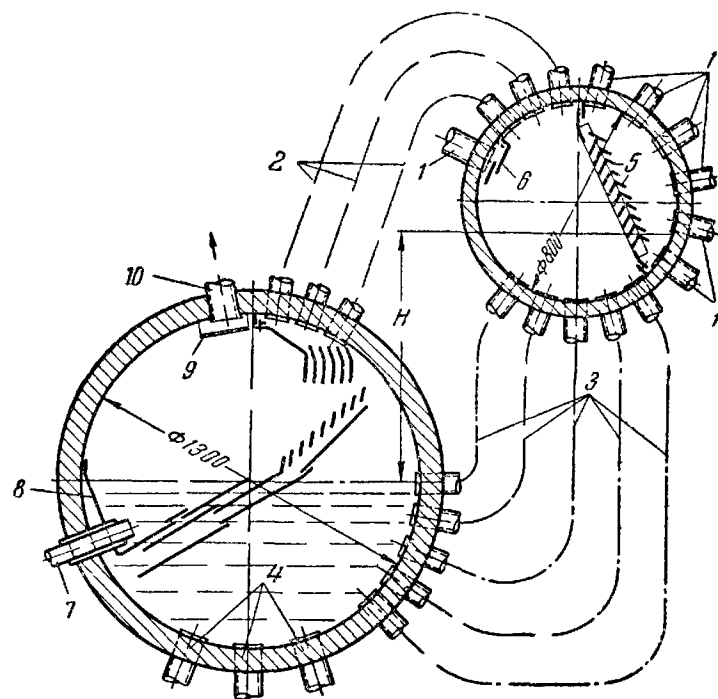


Рис. 16-27. Сепарационная схема котла с разделительным барабаном.

1 — паробразующие трубы; 2 — пароперепускные трубы; 3 — водоперепускные трубы; 4 — опускные трубы; 5 — направляющие жалюзи; 6 — отбойные щитки; 7 — ввод питательной воды; 8 — питательное корыто; 9 — пароприемный дырчатый щит; 10 — паропроводящие трубы к пароперегревателю.

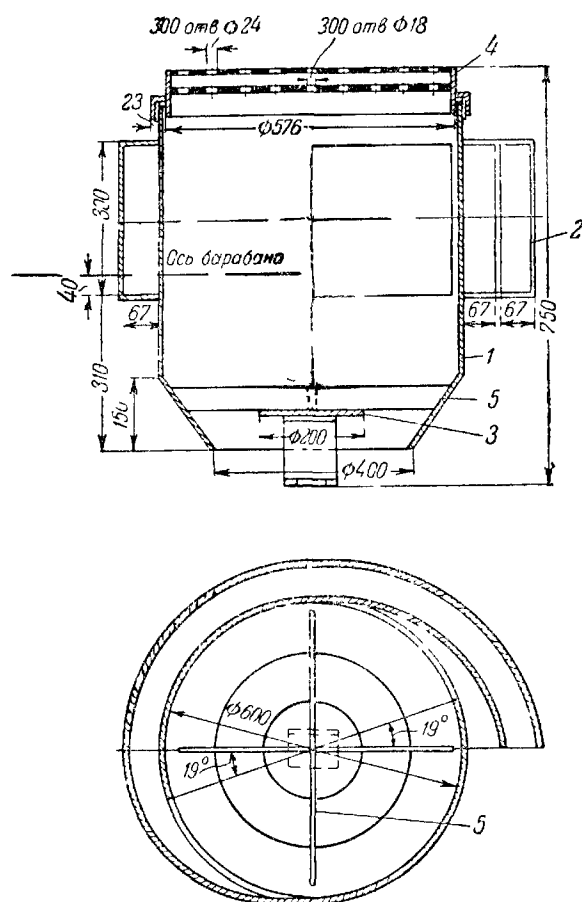


Рис. 16-28. Внутрибарабанный циклон (ОРГРЭС).

1 — корпус; 2 — улитка; 3 — доннышко; 4 — крышка с дырчатыми дисками; 5 — крестовина.

котельных агрегатов. В последнее десятилетие в СССР стали широко применять и выносные циклоны.

На рис. 16-28 представлен внутрибарабанный циклон с коническим основанием. Пароводяная смесь подается к циклону тангенциально. При входе в циклон происходит снижение кинетической энергии пароводяной смеси. Под влиянием центробежной силы вода отжимается к стенкам циклона и стекает по ним вниз. В циклоне при этом образуется воронкообразный уровень, и во избежание прорыва пара в центре воронки в водяной объем барабана в нижнем конусе устанавливают глухое доннышко. Крестовина, размещенная в нижней части циклона, преобразует вращательное движение воды в поступательное.

Пар, освободившийся вследствие центробежного эффекта от основной массы воды, движется в паровом пространстве циклона вверх с малыми скоростями (примерно 0,4—0,5 м/сек). При этом он освобождается от значительной части механически увлеченных им капелек влаги.

Внутрибарабанные циклоны выполняют и полностью цилиндрическими. В верхней части их иногда делают гофрированными жалюзи (см. рис. 16-29).

Внутрибарабанные циклоны изготавливают из листовой стали толщиной 1,5—2,0 мм с внутренним диаметром 300—600 мм. Нагрузки на циклон берут следующие:

	Диаметр циклона, мм	
	300	400
при среднем давлении	2,0—2,5 т/ч	4—5 т/ч
„ высокому „	4—5 „	6—7 „

Для циклонов диаметром 500 и 600 мм нагрузки соответственно могут быть приняты более высокими.

Хорошая осушка пара в циклонах достигается не только за счет использования центробежного эффекта и естественной сепарации в паровом объеме его, но также и потому, что в них отсутствует барботаж пара через воду, который способствует вспениванию котловой воды. Поэтому применение циклонов дает возможность получать пар с низкой влажностью даже при больших солесодержаниях котловой воды.

На рис. 16-29 показана схема внутрибарабанного устройства с размещением по всей длине барабана циклонов при двустороннем подводе пароводяной смеси. Но установка внутрибарабанных циклонов может быть осуществлена и при одностороннем подводе пароводяной смеси (см. рис. 16-37).

В США в последние годы в котлах с принудительной циркуляцией получили распространение внутрибарабанные циклоны с нижней подачей пароводяной смеси (рис. 16-30). Установленный в циклоне сердечник с лопастями придает смеси вращательное движение. Вследствие возникающего центробежного эффекта вода отжимается к внутренним стенкам циклона, переливается через его верхнюю кромку в кольцевую щель и затем смешивается с котловой водой в барабане.

Выносные циклоны располагают вне барабана котельного агрегата и соединяют с ним по пару и воде (см. рис. 17-11).

Работа выносного циклона в основном аналогична работе внутрибарабанного. В нем тоже под действием центробежного эффекта происходит отделение основной массы воды от пара, а в паровом объеме достигается высокая осушка пара за счет естественной сепарации. Достоинство выносных циклонов по сравнению с внутрибарабанными состоит в том, что их можно выполнить со значительной высотой парового пространства. Поэтому в них достигается хорошая осушка пара да-

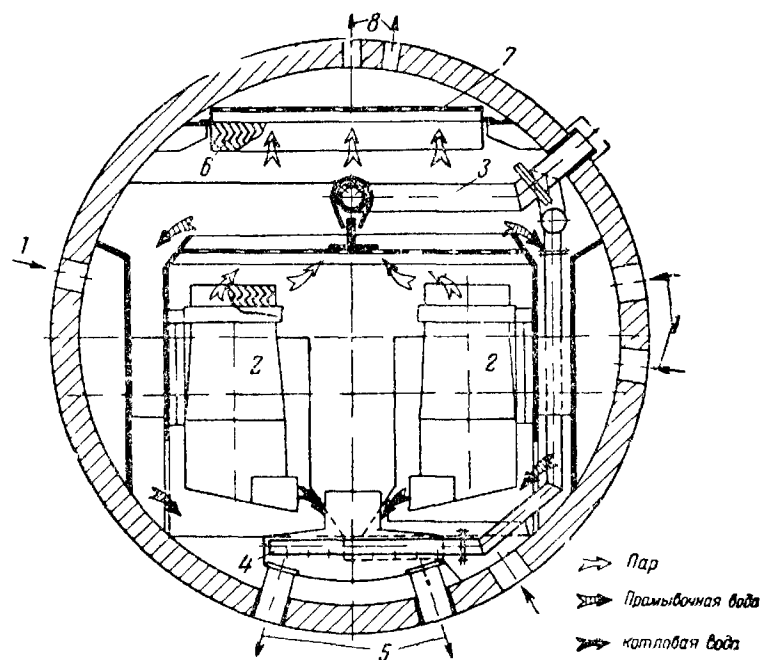


Рис. 16-29. Схема установки внутрибарабанных циклонов с двусторонним подводом пароводяной смеси в барабан.

1 — ввод пароводяной смеси 2 — внутрибарабанные циклоны, 3 — подвод питательной воды к промывочному устройству, 4 — подвод питательной воды к опускным трубам, 5 — опускные трубы, 6 — жалюзийный сепаратор 7 — пароприемный дырчатый щит, 8 — пароотводящие трубы.

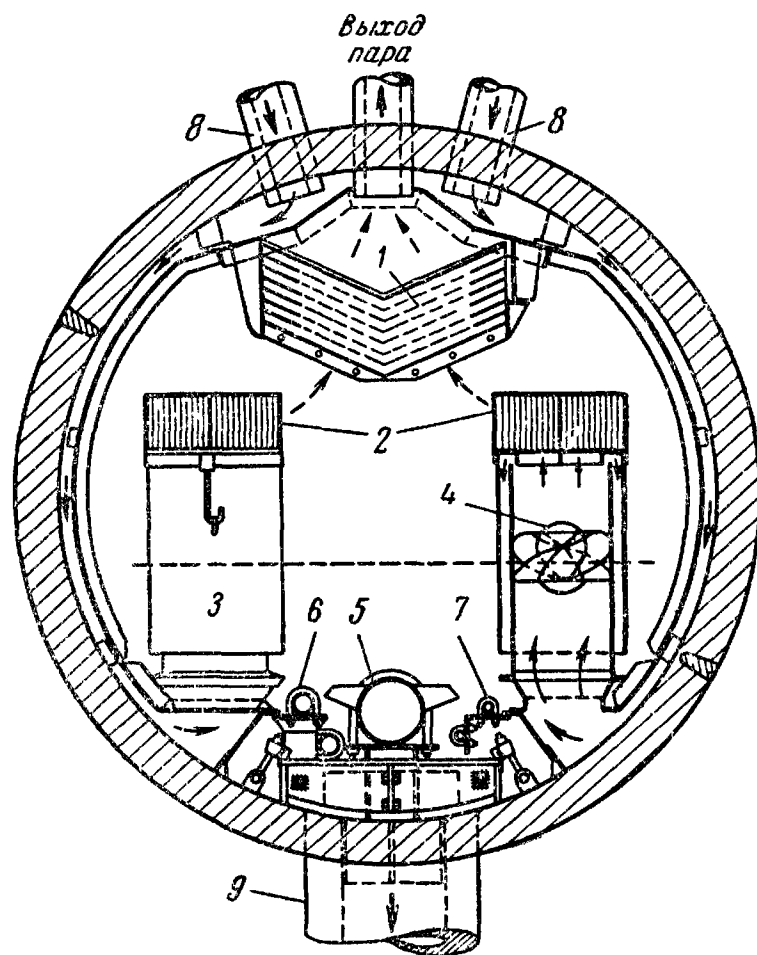


Рис. 16-30. Внутрибарабанные устройства и расположение циклонов в котлах с принудительной циркуляцией.

1 — жалюзийный сепаратор 2 — гофрированные жалюзи, 3 — циклоны 4 — сердечник с лопастями 5 — подвод питательной воды 6 — трубопровод непрерывной продувки 7 — подвод раствора для внутрикотловой обработки воды 8 — ввод пароводяной смеси, 9 — опускные трубы.

подаваемой на промывку. Чем меньше концентрация примесей в воде перед поступлением ее в промывочные устройства, тем меньше она будет и в промывочной воде.

Содержание примесей в промывочной воде зависит и от количества воды, которое подается на промывку, или, точнее, от доли питательной воды, используемой для промывки пара, равной

$$z = \frac{D_{\text{пром}}}{D_{\text{н.в}}} 100\%, \quad (16-19)$$

где $D_{\text{пром}}$ — расход воды, подаваемой в промывочное устройство, т/ч ;

$D_{\text{н.в}}$ — расход питательной воды в котельный агрегат, т/ч .

С увеличением количества воды, подаваемой на промывку, эффективность промывки пара повышается. На рис. 16-34 представлена зависимость кремнесодержания промытого пара от доли питательной воды, идущей на промывку, и кремнесодержания котловой воды. Увеличение величины z приводит к уменьшению содержания кремнекислоты в промывочной воде и, следовательно, к снижению содержания ее в паре.

Ухудшение качества промывочной воды, как видно из рис. 16-34, происходит также при повышении концентрации примесей в котловой воде. Это объясняется тем, что при постоянной величине коэффициента выноса K_1 содержание примесей в паре до промывки с ростом содержания их в котловой воде увеличивается.

Кроме того, содержание примесей в промывочной воде зависит от величины коэффициента выноса веществ с паром до промывки. Зависимость кремнесодержания пара от коэффициента выноса кремнекислоты с паром до промывки показана на рис. 16-35. Влияние величины K_1 на кремнесодержание

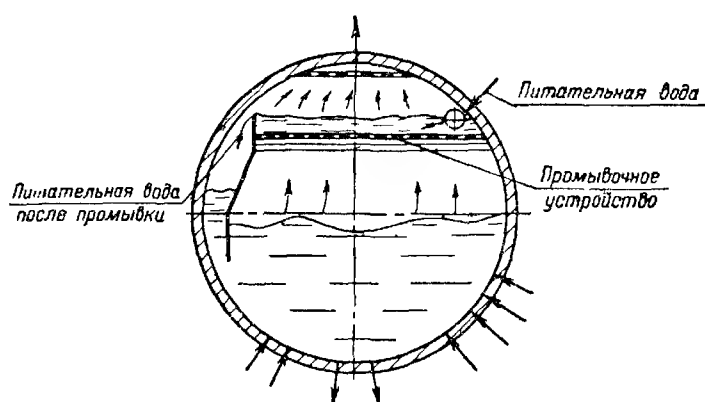


Рис. 16-33. Схема барботажного промывочного устройства в барабане.

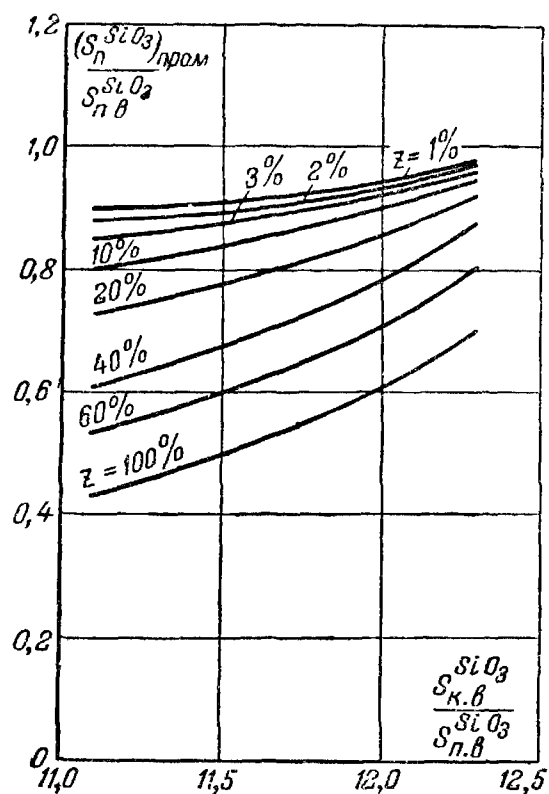


Рис. 16-34. Зависимость кремнесодержания промытого пара от количества воды, подаваемой на промывку.

промывочной воды, а следовательно, и на кремнесодержание промытого пара тем больше, чем выше концентрация кремнекислоты в котловой воде.

Итак, содержание примесей в промывочной воде зависит от количества и качества воды, подаваемой в промывочное устройство, коэффициентов выноса веществ с паром до

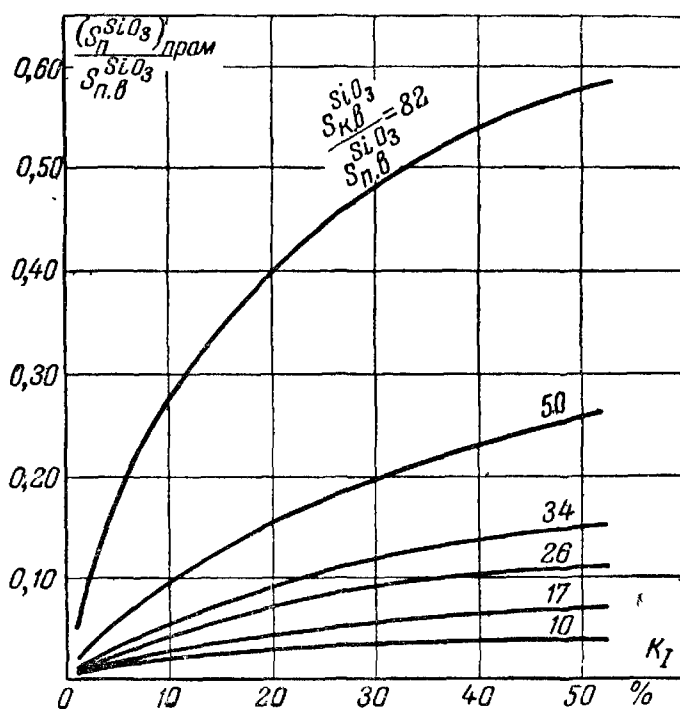


Рис. 16-35. Зависимость кремнесодержания промытого пара от коэффициента выноса до промывочного устройства.

промывки и содержания примесей в котловой воде.

Коэффициенты выноса веществ с паром до промывочного устройства

$$K_1 = w_1 + a_1 \% \quad (16-20)$$

и после него

$$K_{пром} = w_{пром} + a_{пром} \% \quad (16-21)$$

могут быть разными по величине. Коэффициенты выноса солей с паром бывают различными лишь потому, что условия для сепарации механически увлекаемых капелек котловой воды и промывочной воды могут быть не идентичны, т. е. $w_1 \neq w_{пром}$. Коэффициенты распределения солей в паре до промывки и после нее равны ($a_1 = a_{пром}$). Видимые коэффициенты выноса кремнекислоты до и после промывки будут различаться даже при одинаковых влажностях, так как они зависят от величины рН воды. В результате того, что рН промывочной воды всегда меньше, чем котловой, видимый коэффициент распределения кремнекислоты после промывки больше того же коэффициента распределения до промывки, т. е. $a'_{пром} > a'_1$.

Промывка пара питательной водой может быть выполнена в отдельном барабане, как это сделано, например, в котельном агрегате на сверхвысокие параметры пара. На рис. 16-36 изображено внутреннее устройство промывочного барабана этого котла. Доля питательной воды, подаваемой для промывки, составляет здесь примерно 20—25%, а

остальную воду вводят в специальное корыто, расположенное над водоперепускными трубами в сепарационный барабан, откуда она уже поступает в опускные трубы экранов.

Питательная вода на выходе из водяного экономайзера в котлах сверхвысоких параметров бывает недогрета до кипения. Поэтому при подаче на промывку больших количеств питательной воды происходит конденсация значительных количеств пара. Так, например, при $z=40\%$ и паропроизводительности котла $D=240$ т/ч количество пара, образующееся в парогенерирующих поверхностях нагрева, составляет величину порядка 360 т/ч. Кроме того, прогрев всей питательной воды до температуры кипения уменьшает надежность работы циркуляционных контуров котла.

В котлах высокого давления ($p=100$ атa) недогрев питательной воды до кипения обычно невелик или вообще отсутствует. Поэтому в этих котлах в промывочные устройства подают всю питательную воду ($z=100\%$).

Для котлов давлением 140 атa, обычно имеющих часть перегревателя радиационным, степень подогрева воды в экономайзере зависит от того, какая доля перегрева осуществляется в топке; как правило, в этих котлоагрегатах недогрев воды значителен, и поэтому целесообразно не давать всю воду на промывку.

Промывку пара питательной водой выполняют не только в отдельном барабане, но и в основном барабане котла, что экономически более выгодно, так как установка лишнего барабана в качестве промывочного обходится очень дорого. Однако применение одного большого барабана требует увеличения мощности подъемно-транспортных средств.

Схема паропромывочного устройства в паровом пространстве однобарабанного котельного агрегата высокого давления показана на рис. 16-37.

Промывка пара с целью снижения содержания в нем примесей применяется и в прямоточных котлах.

Схема сепараторной установки прямоточного котла, работающего на промывочно-сепарационном режиме, представлена на рис. 16-38. Перед первым пакетом переходной зоны производится впрыск питательной воды в таком количестве, чтобы на выходе из нее пар был слегка перегретым. В диффузор промывочного

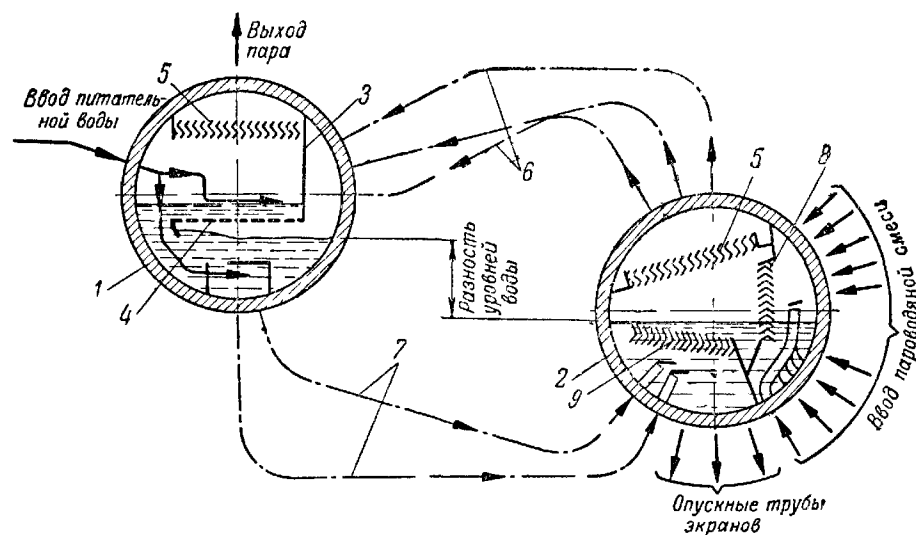
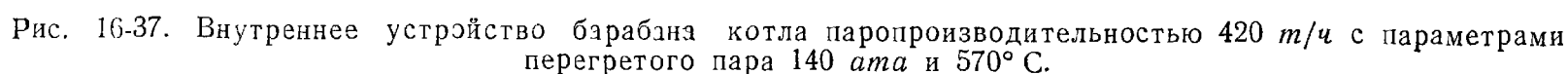
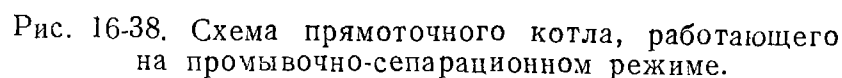


Рис. 16-36. Схема внутрибарабанных устройств котла ТП-240-1

1 — промывочный барабан; 2 — сепарационный барабан; 3 — глухой щит; 4 — погруженный дырчатый щит; 5 — жалюзийный сепаратор; 6 — пароперепускные трубы; 7 — водоперепускные трубы; 8 — направляющие жалюзи; 9 — успокоительные жалюзи.



В парогенераторах атомных станций



Э — экономайзер; НРЧ — нижняя радиационная часть; ИПЗ — первый пакет переходной зоны; ИПЗ — второй пакет переходной зоны; ВРЧ — верхняя радиационная часть; КП — конвективный пароперегреватель
1 — двухступенчатый центробежный сепаратор; 2 — ввод воды перед сепаратором; 3 — линейно-плечный сепаратор; 4 — мерительный сосуд; 5 — дыхательная трубка; 6 — диафрагма; 7 — отвод отсепарированной влаги в мерительный сосуд; 8 — сброс отсепарированной влаги из сепаратора; 9 — аварийный сброс;
10 — настрочный швнт.

при получении пара из нерадиоактивной воды требования к чистоте пара не выше, чем в обычных установках. Поэтому в них устанавливают обычные сепарационные устройства, применяемые в котельных агрегатах.

При получении пара, направляемого непосредственно в турбину из радиоактивной воды, требования к чистоте пара очень велики, и в этих случаях для очистки пара целесообразно применение промывки пара питательной водой (в качестве которой обычно служит конденсат с добавкой обессоленной воды). Это тем более существенно, что при неплотностях в конденсаторах соли, попавшие в конденсат из охлаждающей воды, еще не подвергались в реакторах облучению и поэтому нерадиоактивны. Эффект промывки пара таким конденсатом ухудшенного качества с точки зрения уменьшения радиоактивности пара не снижается.

Промывка пара может происходить в основном корпусе реактора (в установках малой мощности) и в отдельном, обычно горизонтальном, барабане.

На промывку следует подводить не все количество питательной воды, так как часть недогрева ее надо использовать для стабилизации работы опускной части контура при естественной циркуляции и повышения надежности работы циркуляционных насосов при принудительной циркуляции.

В отдельных случаях однократная промывка может оказаться недостаточной (например, при получении пара из исключительно высокорadioактивной воды кипящего гомогенного реактора). В таких случаях может быть применена многоступенчатая промывка пара питательной водой, позволяющая снизить загрязнение пара и приблизить его к чистоте питательной воды.

ГЛАВА СЕМНАДЦАТАЯ

ВОДНЫЙ РЕЖИМ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

17-1. ЗАДАЧИ ВОДНОГО РЕЖИМА

Правильная организация водного режима котельного агрегата имеет очень большое значение для бесперебойной и экономичной работы тепловой электрической станции.

Экономические показатели и надежность работы турбины, как было показано в гл. 16, определяются в значительной мере качеством поступающего в нее пара. Постоянство давления и температуры перегретого пара перед турбиной зависят от режимных условий работы котельного агрегата. Чистота пара в значительной степени зависит от водного режима котельного агрегата. Содержание примесей в паре при одном и том же соле-содержании питательной воды может быть различным в зависимости от принятой водно-сепарационной схемы котла.

На экономичность работы котельного агрегата водный режим практически не влияет, поскольку к. п. д. котлоагрегата определяется в основном полнотой сгорания топлива и охлаждения продуктов сгорания. На коэффициент теплопередачи от газов к рабочему телу водный режим не оказывает заметного влияния, так как он сказывается только на величине термического сопротивления от загрязнений на пароводяной стороне поверхностей нагрева.

Толщина слоя этих загрязнений и величина их термического сопротивления в современных котельных агрегатах обычно очень малы.

Сколько-нибудь значительного термического сопротивления в экранных поверхностях нагрева допускать нельзя. При больших тепловых нагрузках, которые для радиационных поверхностей, расположенных в зоне ядра факела, доходят до $(300 \div 500) \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ и даже выше, термическое сопротивление порядка всего $0,001 \frac{\text{ч} \cdot \text{град}}{\text{ккал}}$ приведет к повышению температуры стенки труб на несколько сот градусов. Такое повышение температуры металла в котлах среднего и тем более высокого давления ведет к быстрому разрушению стенки поверхности нагрева.

Таким образом, водный режим радиационных поверхностей нагрева, практически не оказывая влияния на величину их тепловосприятия, определяет в значительной степени их надежность работы.

В конвективных поверхностях нагрева требования к чистоте внутренней поверхности труб существенно ниже, так как тепловые нагрузки их меньше. Поэтому можно считать допустимым водный режим котельного агрегата, когда наряду с отсутствием отложений на экранных поверхностях нагрева

имеют место отложения на внутренней поверхности труб, расположенных в конвективных газоходах.

Такой режим может быть, например, в бесепараторных прямоточных котлах с переходной зоной, вынесенной в конвективный газоход. В этом случае в переходной зоне могут сосредотачиваться довольно значительные отложения (толщиной до 0,1—0,2 мм). Они будут оказывать некоторое влияние на тепловосприятие переходной зоны. Однако и в этом случае влияние их на температуру уходящих газов будет незначительным, поскольку за переходной зоной располагаются хвостовые поверхности нагрева, тепловосприятие которых и определяет в основном степень охлаждения газов в котельном агрегате.

Кроме отложений, на надежность работы поверхностей нагрева оказывает влияние и интенсивность протекания процессов коррозии.

При локальной коррозии, когда потери металла невелики и повреждения сосредотачиваются на небольших участках поверхности нагрева, могут образовываться глубокие язвы и трещины и даже сквозные отверстия, которые приводят к аварийным повреждениям.

В ряде случаев процесс коррозии ведет к образованию трещин, при которых аварийные повреждения происходят почти без потери металла.

При коррозии, сравнительно равномерно протекающей на большой площади, труба может работать без аварийных повреждений даже при весьма значительной общей потере металла. Однако образующиеся при этом в больших количествах продукты коррозии могут способствовать возникновению весьма сложных отложений на поверхностях нагрева и частично переходить в пар, загрязняя его.

Таким образом, задачи водного режима котельного агрегата сводятся к следующему: во-первых, поддержанию чистоты пара на должном уровне; во-вторых, предотвращению образования отложений, угрожающих целостности стенок поверхностей нагрева пароводяного тракта; в-третьих, предотвращению коррозионных процессов в пароводяном тракте.

В котельный агрегат с питательной водой и частично за счет коррозионных процессов, протекающих в пароводяном тракте, непрерывно поступают различные примеси. Для выполнения требований водного режима

необходимо наиболее рационально и экономично организовать вывод этих примесей из пароводяного тракта котельного агрегата.

Это может быть осуществлено двумя путями: осаждением на поверхностях нагрева этих примесей, которые затем периодически удаляются промывками, или непрерывным удалением из котла небольшого количества воды с большой концентрацией примесей, т. е. с помощью продувки котла.

Величина продувки котла обычно выражается в процентах к паропроизводительности:

$$p = \frac{D_{np}}{D} 100\%, \quad (17-1)$$

где D_{np} — расход продувочной воды, $m^3/ч$;

D — номинальная паропроизводительность котла, $m^3/ч$.

Расход питательной воды в котел при наличии продувки соответственно повышается. Он равен

$$D_{n.s} = D + D_{np} \quad m^3/ч. \quad (17-2)$$

Солевой баланс котельного агрегата в самом общем случае может быть представлен следующим уравнением:

$$D_{n.s} S_{n.s} = D S_n + D_{np} S_{np} + D_{n.s} S_{отл} \quad (17-3)$$

или, используя уравнения (17-1) и (17-2), его можно записать так:

$$(100 + p) S_{n.s} = 100 S_n + p S_{np} + (100 + p) S_{отл} \quad (17-4)$$

В уравнениях (17-3) и (17-4)

$S_{n.s}$ — солесодержание питательной воды, mg/kg ;

S_n — солесодержание пара, mg/kg ;

S_{np} — солесодержание продувочной воды, mg/kg ;

$S_{отл}$ — количество веществ, отлагающееся на поверхностях нагрева котла, mg/kg .

В современных конструкциях энергетических барабанных котельных агрегатов, в которых внутренние загрязнения совершенно недопустимы, вывод примесей питательной воды производится с продувочной водой, и уравнение солевого баланса принимает вид:

$$(100 + p) S_{n.s} = 100 S_n + p S_{np} \quad (17-5)$$

Так как при обычных схемах использования продувочной воды¹ ее тепло примерно на 50% теряется и лишь 30—35% в виде пара из расширителей возвращается в цикл, то продувка котла приводит к снижению к. п. д. станции. Поэтому водный режим барабанных котлов должен быть организован таким образом, чтобы продувка была небольшой.

В бесепараторных прямоточных котлах продувка отсутствует, расход питательной воды равен паропроизводительности котла и солевой баланс записывается следующим образом:

$$S_{п.в} = S_n + S_{отл.} \quad (17-6)$$

В этом случае нелетучие примеси, содержащиеся в питательной воде, образуют на поверхностях нагрева отложения или уносятся с паром.

В связи с тем, что допустимые солесодержание пара и количество отложений в прямоточном котле невелики, солесодержание питательной воды должно быть очень низким.

Солевой баланс сепараторных прямоточных котлов и прямоточных котлов, работающих на промывочно-сепарационном режиме, выражается уравнением (17-4), поскольку в них наряду с солеотложениями на поверхностях нагрева предусматривается также вывод части примесей с продувочной водой. При этом, так же как и для барабанных котлов, величину продувки желательно свести к минимуму.

17-2. ПИТАТЕЛЬНАЯ ВОДА ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Питательная вода котельных агрегатов энергетических установок обычно состоит в основном из турбинного конденсата. В теплосиловом цикле станции всегда бывают потери пара и конденсата, не превышающие в нормальных условиях эксплуатации, 1—3% от номинальной паропроизводительности котельного цеха. Поэтому на конденсационных электрических станциях (КЭС), где общестанционные потери конденсата и продувка котлов невелики, питательная вода котлов состоит из 96—98% турбинного конденсата и 2—4% добавочной воды.

На теплоэлектроцентралях (ТЭЦ) количество добавочной воды к турбинному конденсату может колебаться в очень широких пределах и в отдельных случаях достигать даже 80—100%.

При отпуске станцией тепла только на отопительные цели потери конденсата пара невелики, и поэтому на чисто отопительных ТЭЦ, так же как и на КЭС, количество добавочной воды составляет несколько процентов.

На ТЭЦ с производственными потребителями пара часто имеет место неполный возврат конденсата производственного пара. Кроме того, возвращаемый на станцию конденсат пара иногда загрязнен и без специальной, зачастую дорогостоящей очистки применяться в качестве питательной воды котельных агрегатов не может. Поэтому потери конденсата и, следовательно, количество добавочной воды на ТЭЦ с промышленными потребителями пара может достигать весьма больших значений.

Природная вода без соответствующей подготовки не может служить добавкой к турбинному конденсату. Подготовку добавочной воды осуществляют различными методами: умягчением, умягчением с частичным обескремниванием или глубокой деминерализацией (обессоливанием и обескремниванием).

Наиболее простым и в подавляющем большинстве случаев более выгодным для электростанций решением является использование в качестве добавки умягченной воды. Только в случае высоких требований к питательной воде приходится применять пока еще дорогостоящий способ водоподготовки — химическое обессоливание и обескремнивание. При очень высоком солесодержании исходной воды более целесообразным является подготовка добавочной воды путем термического обессоливания, т. е. при помощи испарителей.

При небольшом количестве добавочной воды затраты на водоподготовку, даже при использовании дорогостоящих методов, не дают значительного возрастания себестоимости тонны производимого котельным агрегатом пара. Вместе с тем это позволяет обойтись без усложнения конструкции и эксплуатации котлоагрегата.

При большой добавке часто более рациональным оказывается применение наиболее простых и, следовательно, дешевых методов водоподготовки, но с усложнением водно-

¹ Продувочная вода из барабана поступает в один или чаще два последовательно расположенных расширителя с последующим пропуском отсепарированной влаги через теплообменник для подогрева воды, идущей на химводоочистку. Образующийся в расширителе пар направляется в деаэратор.

сепарационной схемы котлоагрегата (ступенчатое испарение, промывка пара).

Общее солесодержание питательной воды может быть подсчитано из уравнения солевого баланса:

$$D_{п.в} S_{п.в} = D_{к} S_{к} + D_{доб} S_{доб}, \quad (17-7)$$

где $D_{п.в}$, $D_{к}$ и $D_{доб}$ — расходы питательной воды, конденсата и добавочной воды, кг/ч;
 $S_{п.в}$, $S_{к}$ и $S_{доб}$ — солесодержания питательной воды, конденсата и добавочной воды, мг/л.

Питательная вода содержит главным образом натриевые соединения. Тем не менее в ней всегда может быть и некоторое количество солей жесткости. Они попадают в питательную воду как с добавочной водой, так и с конденсатом.

Добавочная вода в зависимости от способа ее подготовки имеет большую или меньшую остаточную жесткость. Кроме того, в условиях эксплуатации может быть некоторое увеличение количества солей жесткости в добавочной воде за счет проскока их в ионитовых фильтрах водоподготовительных устройств или повышенного уноса влаги с паром в испарителях.

В конденсат соли жесткости могут попадать следующим образом: во-первых, с присосом охлаждающей воды турбинных конденсаторов; во-вторых, с присосом сетевой воды в теплофикационных подогревателях на ТЭЦ. Образующиеся в эксплуатации неплотности вальцовочных соединений конденсаторных трубок обуславливают переток части охлаждающей воды в турбинный конденсат. Так как в качестве охлаждающей воды конденсаторов используется обычно природная вода без какой-либо подготовки, если не считать хлорирования, имеющего целью умертвить в ней микроорганизмы, то с присосом охлаждающей воды в турбинный конденсат поступают преимущественно соли жесткости. При использовании в конденсаторах природной воды средней минерализации допустимая величина присоса составляет 0,01—0,05% (а при прямоточных котлах даже меньше) количества пара, поступающего в конденсатор. При больших солесодержаниях охлаждающей воды следует добиваться повышенной плотности конденсаторов.

В теплофикационных подогревателях давление греющего пара обычно ниже дав-

ления сетевой воды, и поэтому при наличии неплотностей в трубных досках вследствие подмешивания некоторого количества воды к потоку конденсата происходит ухудшение его качества. Хотя вода тепловых сетей и подвергается предварительному умягчению, содержание в ней солей жесткости все же довольно значительно.

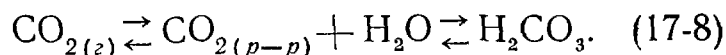
Таким образом, общее солесодержание питательной воды зависит от солесодержания поступающего в турбину пара, величины присоса и качества охлаждающей воды в конденсаторе, величины присоса и качества сетевой воды в теплофикационных подогревателях, солесодержания возвращаемого от теплового потребителя конденсата и, наконец, количества и качества добавочной воды. Солесодержание питательной воды для энергетических котлов средней и большой мощности в зависимости от водного режима их может быть очень низким (0,2—0,3 мг/кг) или высоким (порядка 10—20 мг/л и даже значительно выше).

17-3. НАКИПЕОБРАЗОВАНИЕ

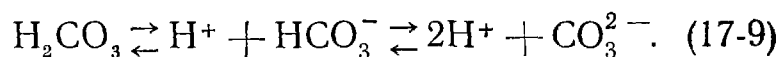
Питательная вода котельных агрегатов всегда содержит некоторое количество растворенных веществ. Сюда относятся как нелетучие (в основном неорганические соединения), так и летучие вещества — газы.

Все вещества, растворенные в воде, за исключением газов, угольной и кремниевой кислот, практически полностью диссоциированы, т. е. представляют собой сильные электролиты. Угольная и кремниевая кислоты являются слабыми электролитами.

Содержание угольной кислоты в воде определяется присутствием в ней газообразной углекислоты CO_2 . Значительная часть CO_2 находится в воде в виде молекулярно растворенного газа и лишь небольшое количество ее соединяется с водой:



В свою очередь в результате диссоциации угольной кислоты в воде устанавливается следующее равновесие между молекулами и ионами угольной кислоты:



Степень диссоциации угольной кислоты зависит от величины рН раствора. Уменьшение концентрации водородных ионов в растворе, т. е. повышение рН раствора, приводит к увеличению концентрации бикарбонат-

ных и карбонатных ионов (HCO_3^- и CO_3^{2-}). В питательной воде котельных агрегатов (за деаэратором) содержатся главным образом следующие ионы:

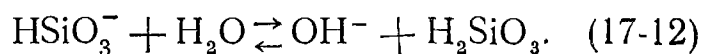
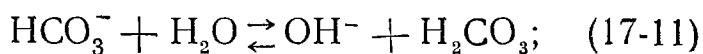
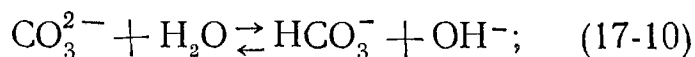
катионы: Na^+ , Ca^{2+} , Mg^{2+} ;

анионы: Cl^- , SO_4^{2-} , OH^- , CO_3^{2-} , HSiO_3^- .

Ион натрия со всеми этими анионами образует хорошо растворимые в воде соединения: NaCl , Na_2SO_4 , Na_2CO_3 , NaHSiO_3 и NaOH .

Хлорид и гидроокись натрия характеризуются положительным коэффициентом растворимости¹, т. е. растворимость их повышается с возрастанием температуры. Сульфат, карбонат и силикат натрия имеют отрицательные коэффициенты растворимости, т. е. с возрастанием температуры растворимость их понижается.

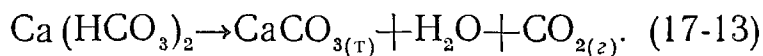
В водном растворе карбонат- и силикат-ионы подвергаются гидролизу:



Следствием этого процесса является повышение щелочности раствора.

Соединения кальция и магния: хлориды CaCl_2 и MgCl_2 , бикарбонаты $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ и $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$ и сульфат магния MgSO_4 обладают сравнительно большой растворимостью в воде. Малорастворимыми соединениями в воде являются сульфат кальция CaSO_4 , карбонаты, силикаты и гидроокиси кальция и магния: CaCO_3 и MgCO_3 , CaSiO_3 и MgSiO_3 , $\text{Ca}(\text{OH})_2$ и $\text{Mg}(\text{OH})_2$.

Бикарбонаты кальция и магния при нагревании подвергаются термическому распаду с выделением труднорастворимых карбонатов и свободной углекислоты:



Малорастворимые соединения кальция и магния имеют отрицательные коэффициенты растворимости. На рис. 17-1 показаны кривые растворимости некоторых соединений кальция и магния в зависимости от температуры. Наиболее резко с повышением температуры снижается растворимость сульфата

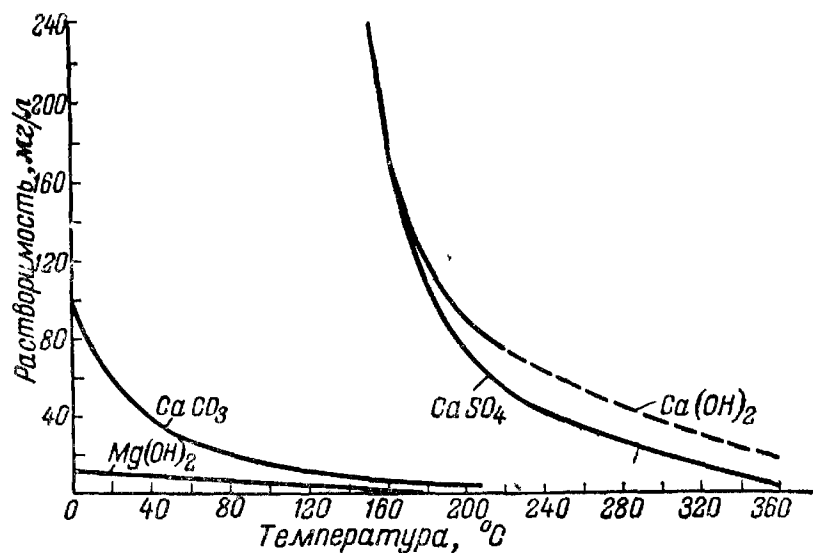


Рис. 17-1. Кривые растворимости в воде некоторых кальциевых и магниевых соединений.

кальция. Растворимости карбоната кальция и гидроокиси магния изменяются с температурой несколько меньше.

Если подогреть раствор вещества с отрицательным коэффициентом растворимости, то в зависимости от концентрации этого вещества при определенной температуре будет достигнуто состояние насыщения, а при дальнейшем повышении температуры раствор становится пересыщенным и из него начинается выпадение избыточного количества вещества в твердом виде.

Насыщенный раствор вещества при постоянной температуре может быть получен путем упаривания раствора, в процессе которого происходит непрерывное повышение концентрации вещества. Состояние насыщения для малорастворимых сильных электролитов наступит тогда, когда произведение концентрации катиона (Km^+) и аниона (An^-) электролита (в грамм-ионах на литр) достигнет постоянной величины, которая носит название произведения растворимости:

$$\text{ПР} = [Km^+]^n [An^-]^m. \quad (17-14)$$

Если произведение концентрации ионов вещества в растворе меньше величины произведения растворимости, то это означает, что раствор в отношении данного вещества является ненасыщенным и твердая фаза из такого раствора выделяться не будет. Таким образом, величина произведения растворимости характеризует предел растворимости электролита при данной температуре и зависит от его химических свойств.

Произведения растворимости некоторых солей и гидроокисей, встречающихся в пита-

¹ Коэффициентом растворимости вещества называется количество данного вещества, образующее в 100 г воды при заданной температуре насыщенный раствор.

тельной воде, могут быть выражены следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} PP_{\text{CaSiO}_3} &= [\text{Ca}^{2+}] \cdot [\text{SiO}_3^{2-}]; \\ PP_{\text{Mg(OH)}_2} &= [\text{Mg}^{2+}] \cdot [\text{OH}^-]^2 \end{aligned} \right\} \quad (17-15)$$

и т. п.

При упаривании раствора состояния насыщения с выпадением в осадок излишнего количества достигнет то вещество, у которого раньше будет достигнуто произведение растворимости.

Выпадение из раствора веществ, содержащихся в питательной воде котельных агрегатов, происходит в основном в виде кристаллов. Кристаллизация веществ может происходить на стенках поверхностей нагрева и в объеме раствора. Центрами кристаллизации могут быть шероховатости на поверхности нагрева, коллоидные частицы и пузырьки газов, находящиеся в растворе, взвешенные частицы — кристаллики этого же или другого вещества.

Вещества, кристаллизующиеся на поверхности нагрева в виде твердых, плотно приставших к металлу отложений, называются **накипью**.

Соединения, которые при выпадении из пересыщенных растворов кристаллизуются на поверхностях нагрева и дают накипь, носят название **накипеобразователей**.

Вещества, кристаллизующиеся преимущественно в толще воды, представляют собой взвешенные в растворе кристаллы или конгломераты их. Такого рода взвешенные вещества носят название **шлама**.

Из веществ, присутствующих в питательной воде котельных агрегатов, к накипеобразователям относятся малорастворимые соединения кальция и магния.

Твердую накипь, крепко пристающую к стенкам поверхностей нагрева, образует силикат кальция CaSiO_3 . Коэффициент теплопроводности этой накипи равен в среднем $0,1 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С}$, что почти в 400 раз меньше теплопроводности обычной углеродистой стали. Поэтому даже очень тонкий слой такой накипи приводит к резкому увеличению температуры стенки поверхности нагрева. Так, например, при толщине силикатной накипи $\delta_{\text{с.з.}} = 0,2 \text{ мм}$ температура наружной поверхности парогенерирующей трубы размером 76/64 котла со средней удельной тепловой нагрузкой $q = 100\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ и коэффициентом теплоотдачи от стенки к кипящей воде $\alpha_2 = 10\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С}$ превышает

температуру рабочего тела примерно на 200°С . В зоне ядра факела, где тепловая нагрузка экранных труб значительно выше, температура наружной поверхности их может быть еще более высокой.

В виде плотной накипи происходит выпадение из раствора сульфата кальция CaSO_4 , коэффициент теплопроводности которого колеблется в пределах $0,2—2,0 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С}$.

Карбонат кальция CaCO_3 может образовывать твердую накипь или шлам. В водяных экономайзерах при отсутствии кипения воды CaCO_3 выпадает из раствора обычно в виде плотной кристаллической накипи. В условиях бурного кипения, когда вместе с паром происходит удаление из раствора свободной углекислоты, карбонат кальция дает преимущественно шлам.

Подвижный, легко удаляемый шлам образуют силикатные соединения магния: силикат магния MgSiO_3 и серпентин (сложный силикат магния) $3\text{MgO} \cdot 2\text{SiO}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$.

Гидрат окиси магния Mg(OH)_2 отлагается на поверхностях нагрева в виде так называемого прикипающего шлама. Он получается в результате того, что взвешенные частички гидроокиси магния проявляют способность плотно прилипать к поверхностям нагрева с последующим образованием на них прочных, но пористых отложений. Коэффициент теплопроводности таких отложений всегда несколько ниже, чем плотных отложений. Кроме того, в неплотностях, имеющих в пористых отложениях, происходит упаривание раствора, приводящее к значительному повышению концентрации веществ, которое может обусловить возникновение очагов коррозии.

Образование накипи и шлама в котельных агрегатах происходит в результате сложных физико-химических процессов, в которых участвуют не только накипеобразователи, но и окислы металлов и легко растворимые соединения. Помимо солей накипеобразователей, в отложениях всегда содержится значительное количество окислов железа, являющихся продуктами коррозионных процессов.

В участках парогенерирующих труб котлов высокого давления с большими тепловыми нагрузками могут иметь место реакции между накипью и металлом стенок, продуктами коррозии металла поверхностей нагрева, окислами алюминия, меди, проникающими, хотя и в небольших количествах, в питательную воду. Продуктами этих реакций являются различные сложные алюмосиликат-

ные и ферросиликатные накипи, которые по своему химическому составу и физическому строению подобны природным минералам. В них содержится примерно 40—50% кремнекислоты, 25—30% окислов железа и алюминия, 5—10% окиси натрия и только несколько процентов солей накипеобразователей.

Значительное или почти полное отложение на поверхностях нагрева легкорастворимых веществ, содержащихся в питательной воде, может быть в бесепараторных прямоточных котлах, в которых происходит безостаточное упаривание поступающей воды. В барабанных котельных агрегатах иногда наблюдается временное снижение содержания легкорастворимых соединений в котловой воде. Это может явиться результатом нарушения гидродинамики в горизонтальных или слабонаклонных парогенерирующих трубах, которое приводит к устойчивому расслоению пароводяной смеси с полным упариванием капель на верхней образующей. Кроме того, это может иметь место при высоких тепловых нагрузках в парогенерирующих трубах на участках с большим паросодержанием. Образующийся в этом случае режим с тонкой кольцевой пленкой приводит к повышению температуры на внутренней поверхности трубы, которая может превысить температуру кипения насыщенного раствора легкорастворимого вещества при данном давлении. Это явится причиной выпадения из раствора избыточного количества данного вещества. Совершенно естественно, что в этих условиях прежде всего начнут выпадать те вещества, которые вследствие меньшей растворимости имеют наименьшую температурную депрессию, т. е. наименьшую величину

$$\Delta t_s = t_p - t_n \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (17-16)$$

где t_p — температура кипения насыщенного раствора вещества при данном давлении, $^\circ\text{C}$;

t_n — температура кипения чистой воды при данном давлении, $^\circ\text{C}$.

Небольшой температурной депрессией обладают сульфат, фосфат, карбонат и силикат натрия (при $p = 100 \text{ ат}$ $\Delta t_s^{\text{Na}_2\text{SO}_4} \approx 10^\circ\text{C}$). Гидроокись и хлорид натрия имеют сравнительно большую температурную депрессию (при $p = 100 \text{ ат}$ $\Delta t_s^{\text{NaCl}} = 40^\circ\text{C}$). Еще больше она у хлористого калия KCl (при $p = 100 \text{ ат}$ $\Delta t_s^{\text{KCl}} \approx 72^\circ\text{C}$).

Отложения легкорастворимых веществ по причине нарушения гидродинамики и ухудшения внутреннего теплообмена при кольцевом режиме течения пароводяной смеси с тонкой пленкой носят временный характер, так как восстановление нормальной циркуляции приводит к смыву этих отложений.

В условиях нормальной циркуляции воды в барабанных котельных агрегатах (при отсутствии расслоения и режима с тонкой кольцевой пленкой) временного исчезновения солей не наблюдается, поскольку обмен жидкостью между пограничным слоем на внутренней поверхности трубы и ее основным потоком происходит очень интенсивно. Поэтому концентраций насыщения в пограничном слое не достигается.

17-4. КОРРОЗИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Коррозией называется разрушение материалов под действием внешней среды в результате химических или электрохимических процессов.

Процессы разрушения металлов, являющиеся следствием их непосредственного химического взаимодействия с окружающей средой, относятся к химической коррозии.

Процесс электрохимической коррозии в отличие от химической характеризуется тем, что протекающие при нем реакции сопровождаются возникновением электрического тока.

Коррозия бывает общей и местной. Общая или иначе называемая равномерная коррозия — разрушение металла, которое происходит с более или менее одинаковой скоростью по всей или почти всей поверхности, соприкасающейся с агрессивной средой.

В случае местной коррозии разъедание металла имеет место на отдельных участках поверхности. Местная коррозия бывает язвенной, точечной, интеркристаллитной (или межкристаллитной), транскристаллитной и избирательной. Схематичное изображение повреждений от этих коррозионных процессов дано на рис. 17-2.

Язвенная коррозия протекает на отдельных небольших участках поверхности, но часто на значительную глубину. При диаметре язвин порядка 0,2—1 мм ее называют точечной.

Разрушение металла по границам зерен (т. е. конгломератов кристаллов металла) носит название интеркристаллитной кор-

розии. При этом механическая прочность металла снижается и могут образовываться интеркристаллитные трещины.

При транскристаллитной коррозии трещины проходят через зерна металла.

Процесс избирательной коррозии может происходить на поверхности сплавов; он сопровождается удалением из сплава какого-либо его компонента. Типичным примером этого вида разрушения металла является коррозия латунных трубок в конденсаторах паровых турбин.

Все виды коррозионных повреждений, кроме избирательной коррозии, могут иметь место в котельных агрегатах. При этом обычно наблюдается сочетание нескольких видов повреждений.

Скорость протекания равномерной и язвенной коррозии определяется по убыли в весе корродирующего элемента ($г/м^2 \cdot ч$) или глубине проникновения повреждений в толщу металла ($мм/год$). В табл. 17-1 дана шкала для оценки интенсивности коррозионных процессов в котельных и экономайзерных трубах. Допустимая скорость коррозии в этой таблице рассчитывалась для срока службы труб, равного 20 годам.

Допустимая скорость протекания коррозии выбирается исходя из того, что потеря механической прочности элемента не должна наступать ранее конца его нормального срока службы, а образующиеся продукты коррозии не будут нарушать работу этого и расположенных за ним других элементов. Так, например, при выборе допустимой скорости коррозии питательного тракта от конденсатора до котельного агрегата необходимо учитывать, что, помимо уменьшения механиче-

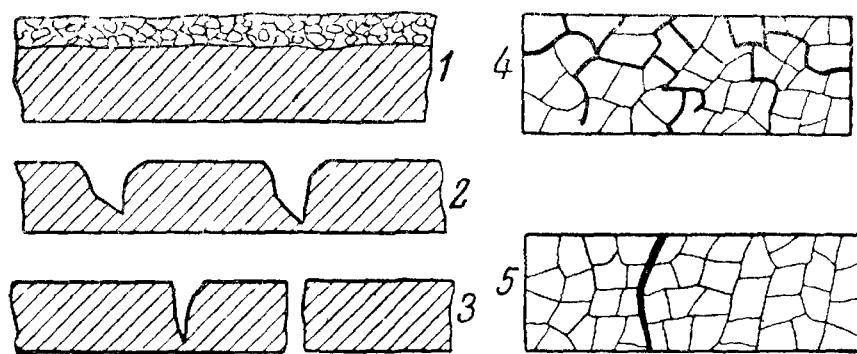


Рис. 17-2. Типы коррозионных повреждений.

1 — равномерная; 2 — язвенная; 3 — точечная;
4 — интеркристаллитная; 5 — транскристаллитная.

ской прочности трубопроводов и поверхностей нагрева подогревателей, коррозионные процессы вызывают увеличение содержания примесей в питательной воде, главным образом плохо растворимых соединений железа. Большие количества продуктов коррозии в питательной воде обуславливают повышение содержания в котельных агрегатах шлама, который может принимать участие в образовании отложений на поверхностях нагрева, а при пониженных скоростях воды в циркуляционных контурах может откладываться в коллекторах и на входе в обогреваемые трубы, уменьшая проходные сечения и даже почти полностью закрывая иногда доступ в них воды.

Разрушения металла в результате интеркристаллитной и транскристаллитной коррозии в котельных агрегатах недопустимы, так как они вызывают снижение механической прочности при значительно меньших потерях в весе, чем при равномерной и язвенной коррозии.

Таблица 17-1

Шкала для оценки интенсивности коррозионных процессов для котельных и экономайзерных труб

Характеристика коррозионного процесса	Скорость язвенной коррозии, $мм/год$		Скорость равномерной коррозии, $мм/год$	Коррозионные трещины
	Среднее давление	Высокое давление	Среднее и высокое давления	
Коррозия практически отсутствует	0—0,05	0—0,05	0—0,02	Отсутствуют
Слабая коррозия	0,05—0,10	0,05—0,20	0,02—0,08	"
Допустимая коррозия	0,10—0,15	0,20—0,25	0,08—0,12	"
Сильная коррозия	0,15—0,60	0,25—1,20	0,12—0,5	Обнаружены
Аварийная коррозия	>0,60	>1,20	>0,5	"

Примечание. Меньшие значения скорости коррозии следует принимать для экономайзерных труб, большие — для паропрообразующих труб.

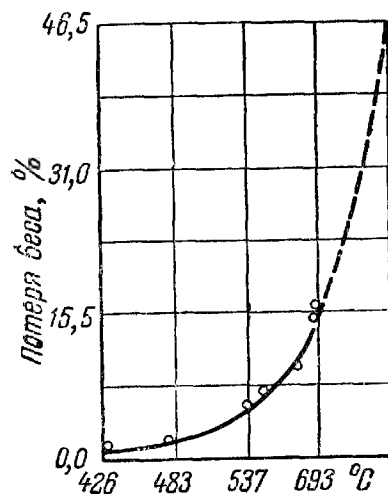


Рис. 17-3. Зависимость потери веса углеродистой стали при пароводяной коррозии от температуры.

Равномерная коррозия металла паровых котлов обычно имеет неинтенсивный характер; практически большую опасность представляет местная коррозия.

В котельных агрегатах наблюдаются как чисто химические, так и электрохимические коррозионные процессы. Нередко эти процессы протекают совместно.

Примером чисто химической коррозии является пароводяная коррозия¹.

Пароводяная коррозия — разрушение поверхностей нагрева под действием перегретого водяного пара. Она является основным коррозионным процессом в условиях работы пароперегревателей. Кроме того, пароводяная коррозия может иметь место в пароводяных трубах, но лишь при нарушении в них гидродинамики (при расслоении пароводяной смеси и застое циркуляции воды).

Пароводяная коррозия заключается в окислении железа водяным паром. Продуктами коррозии при этом являются окись-закись железа и водород:



Пароводяная коррозия пароперегревателя, как правило, носит равномерный характер. На внутренней поверхности труб образуется пленка окислов, выполняющая защитные функции.

Основными факторами, влияющими на интенсивность пароводяной коррозии, являются температура и химический состав металла.

На рис. 17-3 показана зависимость потери

веса углеродистой стали от температуры. До температуры 500°С скорость пароводяной коррозии невелика. Она быстро увеличивается по мере дальнейшего нарастания температуры.

Легирующие добавки в стали повышают устойчивость ее против пароводяной коррозии. Наиболее эффективными присадками являются молибден, хром и никель.

Значительная часть коррозионных процессов, протекающих в котельных агрегатах, являются электрохимическими. Сюда относятся коррозия под действием агрессивных газов (кислорода, углекислого газа), щелочная коррозия (частично), коррозионная усталость и щелочная хрупкость.

Сущность процесса электрохимической коррозии металла состоит в том, что при соприкосновении с электролитами на его поверхности образуются микрогальванические элементы. Они могут возникнуть вследствие возможных различий в химическом составе металла, различных отложений, температур, концентраций электролита, качества обработки поверхности на отдельных участках металла и т. п. Практически на поверхности нагрева, соприкасающейся с водными растворами различных веществ, может образоваться бесчисленное количество микроэлементов.

На поверхности металла при контакте его с электролитом в результате гидратации полярными молекулами воды происходит переход некоторого количества ион-атомов металла в раствор в виде положительно заряженных ионов. Электроны не гидратируются и остаются на поверхности металла, сообщая ему отрицательный заряд. Таким образом, на границе металл — раствор создается двойной электрический слой. Электростатические силы взаимодействия заряженных частиц в этом слое, называемые электродным потенциалом, зависят от ряда факторов и прежде всего от химической природы металла, структуры его кристаллической решетки и степени гидратации его ион-атомов.

Разность электродных потенциалов различных участков на поверхности нагрева определяет величину э. д. с. элемента и является причиной возникновения в нем электрического тока, имеющего направление от участка с большим электродным потенциалом (анода) к участку с меньшим электродным потенциалом (катода). При этом на анодном участке микроэлемента происходит переход ион-атомов металла в раствор, а на катоде — накопление электронов.

¹ В данной главе рассматриваются коррозионные процессы, связанные с водным режимом котлоагрегата, т. е. происходящие только на внутренней стороне поверхностей нагрева.

В начальный момент образования микрогальванического элемента э. д. с. E и величина коррозионного тока I имеют наибольшие значения:

$$E = \Delta E_A^\circ - \Delta E_K^\circ \text{ в}; \quad (17-18)$$

$$I = \frac{E}{R} \text{ а}, \quad (17-19)$$

где ΔE_A° — начальный электродный потенциал анода, в;

ΔE_K° — начальный электродный потенциал катода, в;

R — сопротивление цепи, ом.

Однако через очень короткий промежуток времени после возникновения электрического тока в цепи микроэлемента э. д. с. его резко снижается, так как отрицательное значение электродного потенциала анода уменьшается, а катода — возрастает. Это явление носит название поляризации коррозии.

Анодная поляризация может быть обусловлена повышением концентрации ионов металла около анодного участка или образованием на нем плотной защитной пленки продуктов коррозии, так как при этом скорость диффузии молекул воды к поверхности металла уменьшается и процесс перехода ион-атомов металла в раствор затрудняется.

Катодная поляризация вызывается отсутствием в растворе ионов и молекул, способных удалять с поверхности металла избыточные электроны.

Поляризация микрогальванического элемента означает, что э. д. с. коррозии E и величина коррозионного тока I снижаются почти до нуля и, следовательно, разрушение поверхности металла практически прекращается.

Таким образом, процесс электрохимической коррозии металла, сопровождающийся разрушением анодных участков микрогальванических элементов, возможен лишь в том случае, если в растворе находятся вещества, способные понижать поляризацию электродов.

Процесс уменьшения поляризации, т. е. процесс восстановления э. д. с. коррозии, носит название деполяризации коррозии.

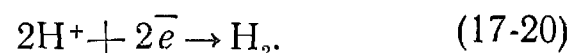
Вещества, способствующие восстановлению электродных потенциалов, называются деполяризаторами.

В зависимости от того, где происходит процесс деполяризации — на катоде или аноде, различают коррозионные процессы с катодной или анодной деполяризацией.

При коррозионных процессах с катодной деполяризацией электроны с катодного участка воспринимаются деполяризатором, что приводит к возрастанию коррозионного тока и, следовательно, увеличению скорости разрушения металла.

Наибольшее практическое значение в водных растворах имеют газовые деполяризаторы: ионы водорода H^+ и молекулы кислорода O_2 .

Ионы водорода вызывают процесс катодной деполяризации, так как они снимают с катода электроны e , образуя при этом молекулы водорода:

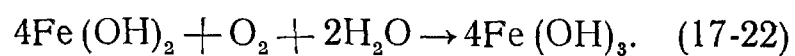


В условиях работы котельных агрегатов ионы водорода в питательной воде могут быть в основном за счет диссоциации угольной кислоты.

Более сильным деполяризатором коррозии является кислород. Он обуславливает очень интенсивную катодную деполяризацию



Кроме того, кислород способствует интенсификации коррозионного процесса стали еще тем, что, взаимодействуя с первичным продуктом коррозии — гидратом закиси железа $Fe(OH)_2$, он окисляет его в гидрат окиси железа $Fe(OH)_3$, который обладает значительно меньшей растворимостью в воде:



Это приводит к уменьшению концентрации ионов железа в растворе у анодных участков микроэлементов, а следовательно, повышает скорость коррозии металла.

Таким образом, основным условием предотвращения процессов электрохимической коррозии в котельных агрегатах является возможно более полная дегазация питательной воды, т. е. удаление из нее растворенных газов, главным образом кислорода и углекислоты.

Анодными деполяризаторами являются все вещества, которые препятствуют образованию защитной пленки на анодном участке микроэлемента. Установлено, что присутствие в воде CO_2 и ионов Cl^- и SO_4^{2-} тормозит образование равномерной и плотной пленки $Fe(OH)_2$.

Электрохимическая коррозия, главным образом с кислородной деполяризацией, наблюдается на внутренней поверхности труб

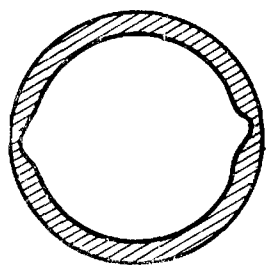


Рис. 17-4. Повреждение трубы вследствие щелочной коррозии.

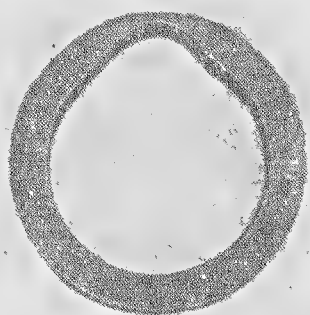


Рис. 17-5. Повреждение трубы вследствие пароводяной и щелочной коррозии.

водяных экономайзеров. Ее обычно называют кислородной коррозией. Характер повреждения металла в результате кислородной коррозии — язвенный.

Помимо дегазации питательной воды, мерой защиты против кислородной коррозии является поддержание соответствующей скорости воды в трубах. Чем меньше скорость воды в них, тем вероятнее будет появление небольшого количества, но глубоких язвин. Минимально допустимой скоростью воды в некипящих водяных экономайзерах считается $0,3 \text{ м/сек.}$

В парообразующих трубах и барабанах котельных агрегатов может иметь место щелочная коррозия.

Небольшие концентрации едкого натра NaOH (порядка $1\text{--}3 \text{ г/л}$) вызывают образование на поверхности металла достаточно тонкой и прочной пленки окислов, повышающей его коррозионную устойчивость.

При низких температурах на сталь практически не оказывают воздействия даже весьма высокие концентрации NaOH . Однако при повышенных температурах процесс электрохимической коррозии стали, находящейся в контакте даже с относительно небольшими концентрациями едкого натра, приводит к довольно интенсивному разрушению металла.

Чем выше температура и больше концентрация щелочи, тем интенсивнее протекает коррозия металла.

Высокие концентрации щелочи в котельных агрегатах (порядка 100 г/л NaOH) могут возникать в парообразующих трубах при глубоком упаривании котловой воды под слоем непрочных и неплотных отложений накипи или шлама (так называемая «подшла-

мовая» коррозия) и расслоении пароводяной смеси.

В этом случае концентрированный раствор едкого натра образуется на участках труб на границе раздела вода — пар, а при устойчивом расслоении — и на верхней образующей трубы, где происходит испарение капелек котловой воды, забрасываемых из водяного объема.

Разрушение металла трубы под влиянием щелочной коррозии, протекавшей на границе раздела двух сред, изображено на рис. 17-4.

При расслоенном режиме течения пароводяной смеси на верхней образующей трубы обычно протекают два вида коррозии: пароводяная и щелочная.

На рис. 17-5 показано повреждение трубы в результате пароводяной и щелочной коррозии.

Основным продуктом щелочной коррозии, так же как и пароводяной, является магнитная окись железа Fe_3O_4 .

Коррозионная усталость металла является специфической формой повреждения поверхностей нагрева котельного агрегата. Она возникает в результате совместного действия электролитов и переменных термических напряжений в металле.

Отличительной особенностью повреждения металла при коррозионной усталости является то, что образующиеся трещины имеют транскристаллитный характер.

Повреждения вследствие коррозионной усталости возможны на трубах радиационной части прямоточных котлов при наличии в них пульсации воды, на парообразующих трубах при неустойчивом расслоении пароводяной смеси, когда верхняя образующая их охлаждается попеременно паром и водой, а также в теле барабана, если отсутствуют специальные защитные устройства в месте ввода труб, подводящих питательную воду из водяного экономайзера, и имеет место недогрев ее до температуры кипения. В последнем случае участок барабана вблизи места ввода экономайзерных труб при возможных в эксплуатации колебаниях температуры питательной воды испытывает переменные термические напряжения.

Щелочная (или каустическая) хрупкость металла характеризуется тем, что она является следствием одновременного действия трех факторов: во-первых, наличия в металле высоких местных напряжений, несколько превышающих предел текучести; во-вторых, наличия неплотностей, где может

происходить глубокое упаривание котловой воды; в-третьих, наличия агрессивных свойств котловой воды, которые могут обусловить ее коррозионное действие.

Высокие местные напряжения в металле возникают в заклепочных швах барабанов, вальцовочных соединениях, вблизи сварных швов, при неравномерном обогреве барабанов и т. п.

Котловая вода, проникая в небольшие трещины, зазоры, неплотности, которые часто бывают в участках повышенных местных напряжений, испаряется и если при этом достигаются высокие концентрации едкого натра, то происходит интенсивное разрушение металла.

Характер повреждений при щелочной хрупкости преимущественно интеркристаллитный.

Методы защиты элементов котельного агрегата против щелочной хрупкости могут быть двоякими: во-первых, не допускать повышенных местных напряжений и, во-вторых, организовать водный режим котлов таким образом, чтобы он исключал возможность воздействия высоких концентраций едкого натра на металл.

Для уменьшения местных напряжений, возникающих при изготовлении и монтаже котельного агрегата (сварка, гибка труб и т. п.), необходимо применять термическую обработку — отжиг. Эксплуатационные режимы, вызывающие повышенные местные термические напряжения (быстрые пуск, останов котла и т. п.), не должны допускаться.

Для снижения агрессивных свойств котловой воды при ее глубоком упаривании в барабанных котельных агрегатах может быть применен режим чисто фосфатной щелочности. Сущность этого способа состоит в том, что в котловой воде поддерживается содержание щелочи только за счет гидролиза солей фосфорной кислоты (тринатрийфосфата Na_3PO_4 или динатрийфосфата Na_2HPO_4). В этом случае при упаривании котловой воды заметного увеличения щелочности происходить не может, так как при повышении концентрации этих солей степень гидролиза их снижается. При достижении концентрации насыщения из раствора будет выпадать твердый тринатрийфосфат Na_3PO_4 и концентрированного раствора едкого натра не образуется.

Другим методом организации водного режима для защиты металла от воздействия

концентрированной щелочи является снижение агрессивных свойств котловой воды путем поддержания в ней определенного соотношения концентрации гидратной щелочности и других ионов. Установлено, что если в котловой воде содержание сульфата натрия примерно в 4—5 раз больше, чем едкого натра, то при глубоком упаривании котловой воды сульфат натрия, имеющий отрицательный коэффициент растворимости, образует на поверхности нагрева плотные отложения, препятствующие воздействию щелочи на металл.

Разрушение металла в результате коррозионных процессов имеет место не только в условиях эксплуатации котельного агрегата, но и во время его простоев в холодном резерве, при капитальном и текущем ремонте. Коррозия теплосилового оборудования в период его простоев носит название стояночной.

На поверхности металла неработающего и опорожненного котельного агрегата образуется пленка влаги, адсорбированной из атмосферного воздуха. Растворяющийся в этой влаге кислород воздуха обуславливает активное протекание процессов электрохимической коррозии. При отсутствии на поверхности металла соеотложений этот процесс коррозии имеет более или менее равномерный характер. Наличие на поверхности металла накипи и прикипающего шлама может способствовать развитию язвенной коррозии.

Наиболее сильно страдают от стояночной коррозии поверхности нагрева пароперегревателей и переходных зон прямооточных котлов. Это объясняется тем, что в них имеются отложения легко растворимых веществ, которые, растворяясь в адсорбированной влаге, образуют на поверхности металла капельки или пленку концентрированных растворов электролитов. Скорость коррозионных процессов при этом значительно возрастает.

Весьма важным обстоятельством является тот факт, что очаги и продукты стояночной коррозии интенсифицируют коррозионные процессы в котельном агрегате в период его эксплуатации. Во время простоя котла процессы окисления металла в условиях свободного доступа кислорода происходят с образованием продуктов коррозии в виде окислов железа Fe_2O_3 . При работе же котельного агрегата коррозионные процессы протекают при ограниченном содержании кислорода в воде, и поэтому роль окислителя выпол-

няют также продукты стояночной коррозии. При этом они переходят в окислы железа низшей валентности: Fe_3O_4 и FeO .

Методы защиты котельного агрегата от стояночной коррозии сводятся главным образом к предотвращению возможности проникновения атмосферного воздуха в неработающий котельный агрегат.

Существует несколько способов защиты котельного агрегата от стояночной коррозии: сухой, мокрый, газовый и метод избыточного давления.

Первые три способа обычно применяют при длительной консервации котла. При остановках котла в горячий резерв и на небольшой период времени (несколько дней) применяют метод избыточного давления.

Сухой метод консервации состоит в том, что все поверхности котла полностью освобождаются от воды и в нем непрерывно поддерживается высокая сухость воздуха. С целью осушки поверхностей котла после слива из него воды производят небольшой прогрев его. Затем вся арматура котла плотно закрывается, чтобы предотвратить поступление в него воздуха.

В барабанных котлах для поглощения остатков влаги и поддержания высокой сухости воздуха в барабанах устанавливают противни с веществами, хорошо поглощающими воду (безводным хлористым кальцием CaCl_2 или негашеной известью CaO).

При мокром способе консервации котельный агрегат полностью заливается водой, содержащей повышенную щелочность. Образующаяся при этом на поверхности металла пленка окислов предохраняет его от дальнейшего окисления даже при значительном содержании кислорода в воде.

Для мокрой консервации применяют раствор с содержанием 1500—2000 мг/л едкого натра или 5000 мг/л тринатрийфосфата.

Консервация котельного агрегата газовым способом заключается в заполнении всего объема газообразным аммиаком NH_3 , который растворяется в пленке влаги на поверхности металла и сообщает ей сильно щелочную реакцию. Избыточное давление аммиака в котле поддерживается порядка 100 мм рт. ст. При этом парциальное давление кислорода снижается и, следовательно, концентрация его в пленке влаги, находящейся на поверхности металла, уменьшается, что тоже способствует понижению скорости коррозионных процессов.

Метод избыточного давления состоит в том, что после отключения котлоагрегата от паропровода в нем непрерывно поддерживается давление выше атмосферного и температура воды остается выше 100°C . Этим предотвращается проникновение кислорода в котел.

17-5. ВОДНЫЙ РЕЖИМ БАРАБАННЫХ КОТЛОВ И СТУПЕНЧАТОЕ ИСПАРЕНИЕ

Водный режим барабанных котельных агрегатов должен быть организован таким образом, чтобы обеспечивалось выполнение следующих основных требований:

- 1) отсутствие коррозии пароводяного тракта;
- 2) отсутствие накипи и шлама;
- 3) отсутствие отложений веществ в пароперегревателе и турбине.

Это вызывает прежде всего необходимость ограничить поступление в котельный агрегат веществ с питательной водой. Поэтому содержание примесей в питательной воде нормировано.

Расчетные нормы качества питательной воды барабанных котлов приведены в табл. 17-2.

Таблица 17-2

Расчетные нормы качества питательной воды барабанных котельных агрегатов высокого давления (110 и 155 атм)

Наименование	Величина
Жесткость, <i>мкг-экв/л</i>	Не выше 5
Величина pH	„ ниже 7,0
Содержание растворенного кислорода, <i>мг/л</i>	„ более 0,015
Содержание железа (в пересчете на Fe), <i>мг/л</i>	„ выше 0,05
Содержание меди (в пересчете на Cu), <i>мг/л</i>	„ „ 0,03

Ограничение содержания в питательной воде кислорода и поддержание величины pH не менее 7 должно обеспечить практически отсутствие процессов электрохимической коррозии в пароводяном тракте котла.

Содержание в питательной воде твердых растворимых веществ нормируется лишь по солям жесткости.

В связи с тем, что растворимость веществ накипеобразователей в воде с повышением температуры снижается, с ростом давления в котле допустимые содержания их в питательной воде уменьшаются.

Для того чтобы предотвратить возможность выпадения солей жесткости на парообразующих поверхностях нагрева в виде накипи, применяют коррекционный метод внутрикотловой обработки питательной воды. Он заключается в том, что в котел вводится реагент, анионы которого способны образовывать с катионами кальция Ca^{2+} и магнием Mg^{2+} труднорастворимые в воде соединения, выделяющиеся из раствора преимущественно в форме легкоподвижного шлама, не прикипающего к поверхностям нагрева.

В качестве реагента для коррекционной внутрикотловой обработки питательной воды широкое распространение получили натриевые соли фосфорной кислоты, главным образом тринатрийфосфат Na_3PO_4 .

В связи с этим коррекционный метод внутрикотловой обработки питательной воды солями фосфорной кислоты получил название процесса **фосфатирования**.

Ввод фосфатов в воду, содержащую соли кальция, приводит к образованию фосфорита кальция $\text{Ca}_3(\text{PO}_4)_2$ или — при определенной щелочности воды — гидроксилapatита $\text{Ca}_{10}(\text{PO}_4)_6(\text{OH})_2$ [иначе $3\text{Ca}_3(\text{PO}_4)_2 \cdot \text{Ca}(\text{OH})_2$]. Оба эти соединения являются труднорастворимыми в воде. Фосфорит кальция образует на поверхностях нагрева плотную накипь, а гидроксилapatит выпадает преимущественно в виде шлама. Таким образом, желательной формой кальциевого соединения в котле является гидроксилapatит. Так как он образуется при наличии в воде достаточных количеств гидроксильных ионов OH^- , то ввод фосфатов в котел должен производиться в котловую, а не в питательную воду, щелочность которой бывает невелика.

На рис. 17-7 показана схема установки для ввода фосфатов в барабан котельного агрегата. Раствор фосфата натрия из смесителя нагнетается поршневым насосом небольшой производительности в барабан котла.

При вводе фосфатов натрия в котловую воду ионы PO_4^{3-} прежде всего связываются катионами кальция и только при значительном избытке их в воде начнется образование магниевых соединений. Это объясняется тем, что произведение растворимости гидроксилapatита $\text{Ca}_{10}(\text{PO}_4)_6(\text{OH})_2$ меньше произведения растворимости фосфата магния $\text{Mg}_3(\text{PO}_4)_2$.

При достижении состояния насыщения фосфат магния выпадает из раствора обычно в виде прикипающего шлама. Поэтому обра-

зование его в котельном агрегате является весьма нежелательным.

Соединением магния, выделяющимся в форме легко удаляемого шлама, является серпентин (сложный силикат магния) $3\text{MgO} \cdot 2\text{SiO}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$, который обладает более высокой растворимостью в воде, чем фосфат магния. Образование этого соединения может иметь место только при значительном превышении концентрации ионов SiO_3^{2-} по сравнению с ионами PO_4^{3-} . Однако содержание

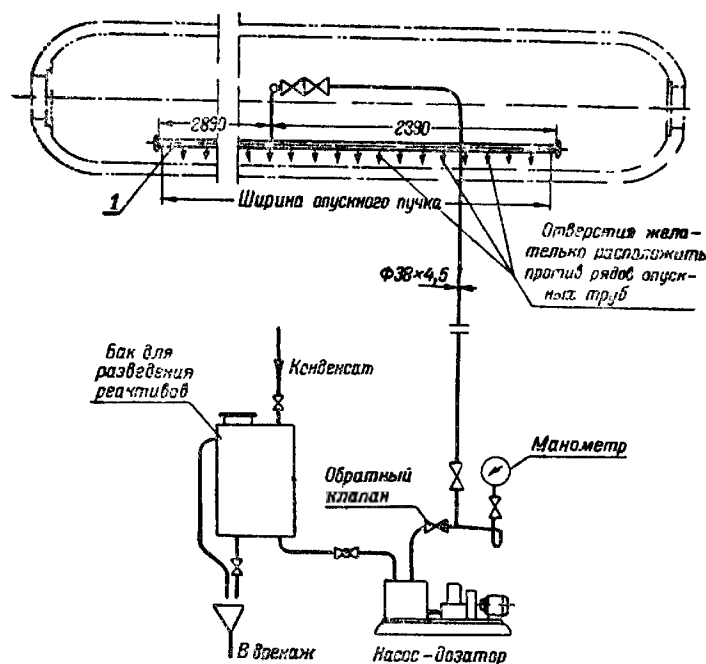


Рис. 17-6. Схема ввода фосфатов в котельный агрегат.

в котловой воде солей кремнекислоты, особенно в котлах высокого и сверхвысокого давления, ограничивается из-за повышенной склонности кремнекислоты растворяться в паре.

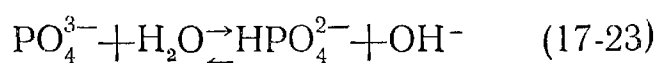
Таким образом, при определении расхода фосфатов в котел необходимо обеспечить наличие в котловой воде такого количества ионов PO_4^{3-} , чтобы их хватило на связывание всех катионов кальция в гидроксилapatит. Так как содержание ионов Ca^{2+} в питательной воде в условиях эксплуатации может колебаться, то практически в котловой воде поддерживают всегда избыток фосфатов порядка 7—15 мг/л PO_4^{3-*} .

* Избыток фосфатов порядка 15 мг/л PO_4^{3-} по держивается в котлах без ступенчатого испарения; в чистых отсеках котлов со ступенчатым испарением он должен быть примерно 7 мг/л PO_4^{3-} .

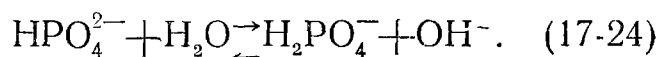
Большие избытки фосфатов в котловой воде (60—80 мг/л PO_4^{3-} и выше) могут привести к образованию фосфата магния $\text{Mg}_3(\text{PO}_4)_2$ и потому их не следует допускать.

Для предотвращения развития в котельном агрегате щелочной коррозии и щелочной хрупкости может быть организован водный режим с чисто фосфатной щелочностью котловой воды.

В связывании ионов кальция в гидроксил-апатит принимает участие ион PO_4^{3-} , количество которого в растворе зависит от гидролиза фосфат-ионов, протекающего по уравнениям



и



При отсутствии в котловой воде гидроксида натрия NaOH , получившейся не за счет гидролиза данной соли, равновесие реакции смещается вправо и степень гидролиза увеличивается. Поэтому при режиме чисто фосфатной щелочности расход фосфата натрия получается значительно большим, чем при обычном режиме фосфатирования. Этим объясняется, почему водный режим с чисто фосфатной щелочностью нашел ограниченное применение даже на конденсационных электростанциях, где общее солесодержание питательной воды обычно невелико.

Другим методом защиты металла котельных агрегатов от воздействия высоких концентраций щелочи, но более экономичным и потому применимым для котлов даже с большим содержанием нелетучих примесей в питательной воде, является водный режим с пониженной агрессивностью котловой воды. Для этого содержание едкого натра должно составлять не более 15—20% общего солесодержания котловой воды.

Общее солесодержание и кремнесодержание питательной воды для барабанных котельных агрегатов не нормируются. Почти при любом содержании примесей в питательной воде может быть получено допустимое общее солесодержание их в паре. Это достигается продувкой котла, изменяя величину которой, можно получать допустимое общее солесодержание и кремнесодержание котловой воды, определяемые соответствующими допустимы-

ми значениями общего солесодержания и кремнесодержания пара:

$$S_{\kappa.в}^{don} = \frac{100}{K} S_n^{don} \text{ мг/кг}; \quad (17-25)$$

$$(S_{\kappa.в}^{\text{SiO}_3})^{don} = \frac{100}{K_{\text{SiO}_3}} (S_n^{\text{SiO}_3})^{don} \text{ мг/кг}, \quad (17-26)$$

где S_n^{don} — допустимое общее солесодержание пара, мг/кг;

$S_{\kappa.в}^{don}$ — допустимое общее солесодержание котловой воды, мг/кг;

$(S_n^{\text{SiO}_3})^{don}$ — допустимое кремнесодержание пара, мг/кг;

$(S_{\kappa.в}^{\text{SiO}_3})^{don}$ — допустимое кремнесодержание котловой воды, мг/кг.

Действительно, рассмотрим солевой баланс барабанного котельного агрегата, схематично изображенного на рис. 17-7. Подаваемая в барабан питательная вода смешивается со всей водой, циркулирующей в котле. Содержание примесей в котловой воде получается существенно большим, чем в питательной воде. Таким образом, весь пар в котле

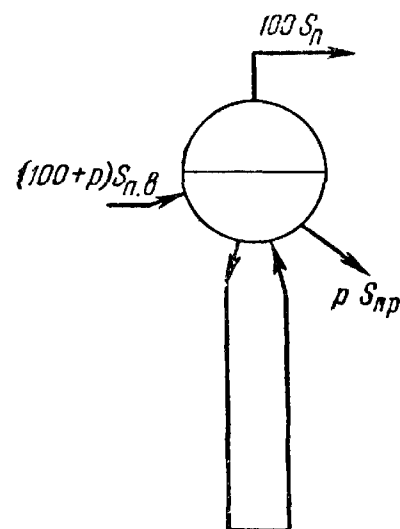


Рис. 17-7. Солевой баланс барабанного котельного агрегата.

получается из котловой воды с солесодержанием, практически равным солесодержанию продувочной воды.

Подставляя в уравнение солевого баланса (17-5) значение S_n^{don} из формулы (17-25), получим соотношение, выражающее связь между содержаниями примесей в питательной и котловой воде:

$$S_{\kappa.в}^{don} = \frac{100 + p}{K + p} S_{n.в} \text{ мг/кг}. \quad (17-27)$$

При постоянном значении коэффициента выноса веществ с паром K содержание примесей в котловой воде зависит от солевого содержания питательной воды и величины продувки p (рис. 17-8).

Солеосодержание котловой воды для данного значения $S_{н.в}$ с увеличением количества продувочной воды снижается:

$$S_{н.в} = \text{const} \begin{cases} p' > p'' > p''' \\ S'_{к.в} < S''_{к.в} < S'''_{к.в} \end{cases}$$

Для поддержания в котле допустимого солевого содержания котловой воды необходимо брать величину продувки тем большей, чем больше солеосодержание питательной воды:

$$S_{к.в}^{доп} = \text{const} \begin{cases} S_{н.в.1} > S_{н.в.2} > S_{н.в.3} \\ p_1 > p_2 > p_3 \end{cases}$$

Таким образом, снижение солевого содержания котловой воды при постоянном проценте продувки может быть достигнуто уменьшением солевого содержания питательной воды, а при постоянном солеосодержании питательной воды — увеличением продувки котлоагрегата.

Улучшение качества питательной воды требует повышения затрат в виде капиталовложений и эксплуатационных расходов на подготовку добавочной воды к турбинному конденсату и, следовательно, приводит к росту стоимости тонны пара.

Увеличение продувки котла, как выше указывалось, снижает к. п. д. не только котельной установки, но и всего паросилового цикла станции. Поэтому размер продувки должен быть по возможности небольшим.

В соответствии с «Правилами технической эксплуатации электростанций и электрических сетей» размер продувки не должен превышать:

для конденсационных электростанций с восполнением потерь дистиллятом — 1%;

для конденсационных электростанций и отопительных ТЭЦ с восполнением потерь химически очищенной водой — 2%;

для ТЭЦ с безвозвратной отдачей пара на производство — 5%.

Весьма эффективным методом, позволяющим снизить величину продувки в барабанных котельных агрегатах, является ступенчатое испарение. Этот метод был предложен в 1937 г. проф. Э. И. Роммом и получил в СССР очень широкое распространение.

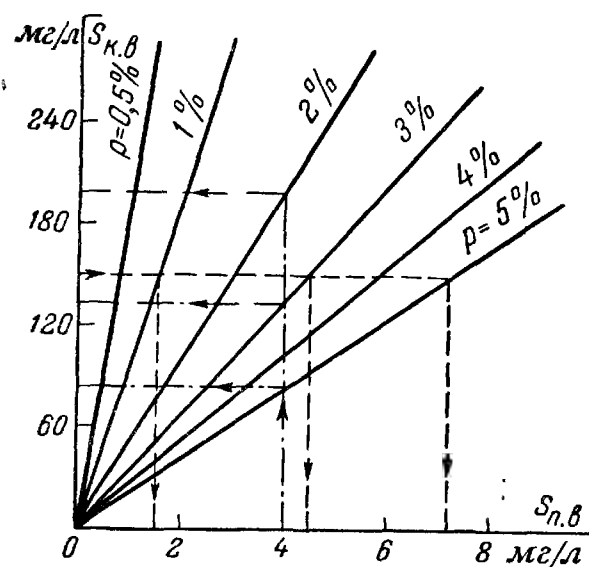


Рис. 17-8. Солеосодержание котловой воды в зависимости от солевого содержания питательной воды при различных величинах продувки барабанных котельных агрегатов.

Сущность организации водно-сепарационной схемы котла по методу ступенчатого испарения состоит в том, что водяной объем и парообразующие циркуляционные контуры котельного агрегата разбиваются на два или три, а иногда и большее число независимых отсеков с подачей всей питательной воды лишь в первый отсек и отводом воды в продувку из последнего отсека. Во второй отсек котла вода поступает из первого, в третий отсек — из второго и т. д. При этом концентрация примесей в воде нарастает от солевого содержания питательной воды до солевого содержания продувочной воды.

При ступенчатом испарении с бесконечно большим числом отсеков увеличение солевого содержания котловой воды от $S_{н.в.}$ до $S_{пр}$ было бы непрерывным. Линия 1 на рис. 17-9 дает кривую нарастания солевого содержания котловой воды при такой теоретической схеме ступенчатого испарения. Чистота пара в этом случае получается наилучшей.

Повышение солевого содержания котловой воды при большом (но не бесконечном) числе отсеков испарения происходит ступенями (линия 2 на рис. 17-9), так как в пределах каждого отсека устанавливается некоторое постоянное солеосодержание воды, равное солеосодержанию воды на выходе из данного отсека. Чистота пара при такой схеме ступенчатого испарения получается несколько хуже, чем при теоретической схеме ступенчатого испарения.

Практически в котельных агрегатах схемы ступенчатого испарения выполняются чаще

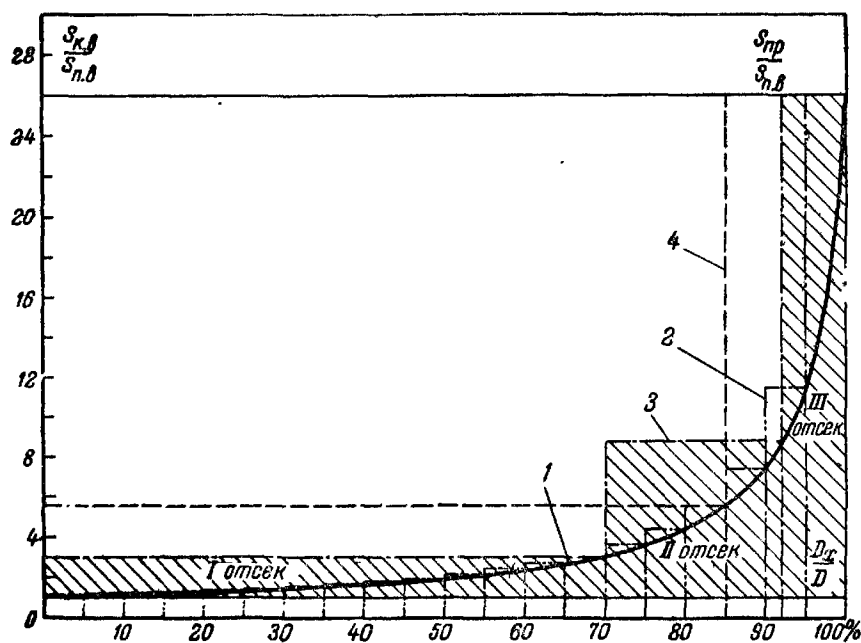


Рис. 17-9. Кривая нарастания солесодержания котловой воды в схемах ступенчатого испарения.

1 — теоретическая схема ступенчатого испарения (с бесконечно большим числом ступеней испарения); 2 — схема ступенчатого испарения с очень большим числом ступеней испарения; 3 — трехступенчатая схема испарения; 4 — двухступенчатая схема испарения.

всего из двух или трех отсеков. На рис. 17-9 линия 3 дает изменение солесодержания котловой воды по отсекам для схемы трехступенчатого испарения, а линия 4 — для схемы двухступенчатого испарения. Паропроизводительность первой ступени принимают большей, второй ступени — меньшей, третьей — последней — самой маленькой, чтобы нарастание солесодержания котловой воды получалось возможно более близким к теоретической кривой.

На рис. 17-10 представлена схема котла с трехступенчатым испарением. В первый отсек котла (так называемый чистый) поступает вся питательная вода ($D_{н.в.}$), а из него уходит количество котловой воды, равное

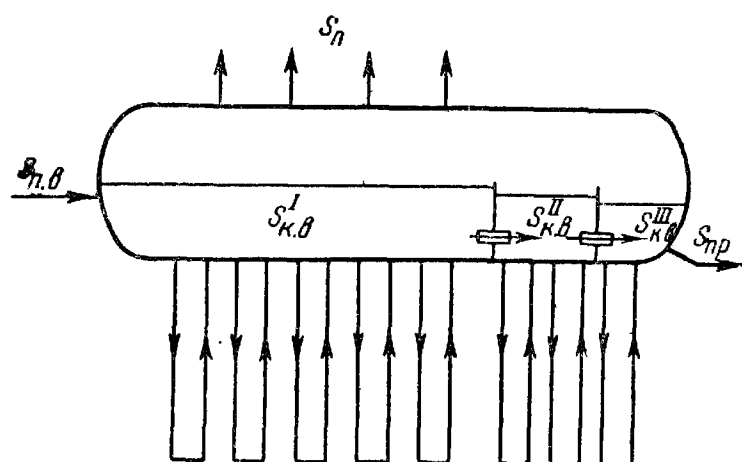


Рис. 17-10. Схема котельного агрегата с трехступенчатым испарением.

сумме паропроизводительностей второй и третьей ступеней и продувки котла ($D_{II} + D_{III} + D_{np}$). Расход воды из второго отсека равен паропроизводительности третьей ступени и продувке котла ($D_{III} + D_{np}$). Из третьей — последней — ступени в этой схеме отводится только количество воды, соответствующее продувке котла (D_{np}). Следовательно, расходы воды из первой ступени во вторую и из второй в третью, которые фактически являются продувками этих отсеков, оказываются достаточно большими. Поэтому солесодержание котловой воды чистого отсека, где имеет место наибольшая продувка, получается относительно низким; несколько больше оно во втором отсеке и лишь в последней ступени оно равно солесодержанию продувочной воды.

Таким образом, если при постоянных значениях солесодержания питательной воды $S_{н.в.}$ и продувке p в схеме котла без ступенчатого испарения все парообразование происходит из продувочной воды с солесодержанием S_{np} , то при ступенчатом испарении большая часть образующегося пара, равная производительности всех отсеков котла, кроме последнего, получается из котловой воды с более низким солесодержанием, чем продувочная вода. Лишь последняя ступень выдает пар из воды с солесодержанием S_{np} .

Солесодержание пара, выдаваемого котлом со ступенчатым испарением, может быть определено по уравнению смешения. Для котла с трехступенчатым испарением:

$$S_n = \left(1 - \frac{n_{II} + n_{III}}{100}\right) S_n^I + \frac{n_{II}}{100} S_n^{II} + \frac{n_{III}}{100} S_n^{III} \text{ мг/кг}, \quad (17-28)$$

где

$$S_n^I = \frac{K_I}{100} S_{к.в.}^I \text{ мг/кг}; \quad (17-29)$$

$$S_n^{II} = \frac{K_{II}}{100} S_{к.в.}^{II} \text{ мг/кг}; \quad (17-30)$$

$$S_n^{III} = \frac{K_{III}}{100} S_{к.в.}^{III} \text{ мг/кг}. \quad (17-31)$$

В формулах (17-28) — (17-31):

S_n^I , S_n^{II} , S_n^{III} — солесодержания пара первой, второй и третьей ступеней испарения, мг/кг;

$S_{к.в}^I, S_{к.в}^{II}, S_{к.в}^{III}$ — солесодержания котловой воды первой, второй и третьей ступеней испарения, $мг/кг$;
 n_{II}, n_{III} — паропроизводительности второй и третьей ступеней испарения, $\%$;
 K_I, K_{II}, K_{III} — коэффициенты выноса веществ с паром из первой, второй и третьей ступеней испарения, $\%$.

Чистота пара, выдаваемого котельным агрегатом со ступенчатым испарением, определяется главным образом солесодержанием пара чистого отсека, производительность которого составляет примерно 70—80% и более от паропроизводительности котла. Следовательно, эффективность работы котлов со ступенчатым испарением зависит в основном от содержания примесей в котловой воде чистого отсека. Чем меньше солесодержание котловой воды в чистом отсеке, тем меньше будет содержание примесей в паре, отводимом из барабана котла.

Высокая эффективность работы котлов со ступенчатым испарением объясняется также тем обстоятельством, что при размещении всех пароотводящих труб только в чистом отсеке барабана пар соленых отсеков, проходя над уровнем котловой воды с более низким солесодержанием, дополнительно осушается от взвешенных в нем капелек влаги и пены. Это дает возможность повышать содержание примесей в котловой воде соленых отсеков. Поэтому в котельных агрегатах со ступенчатым испарением солесодержание продувочной воды может быть доведено до величины, часто намного превышающей величину критического солесодержания воды для аналогичных условий работы котлов без ступенчатого испарения.

При повышении солесодержания котловой воды чистого отсека эффективность работы схемы ступенчатого испарения снижается.

При выполнении схем ступенчатого испарения с внутрибарабанными солеными отсеками, выделяемыми путем установки перегородок в водяном объеме барабана, причины повышения солесодержания котловой воды чистых отсеков могут быть следующими: перетекание воды соленых отсеков через неплотности в перегородке и в местах крепления ее к барабану, переброс воды и пены из соленых отсеков через верхнюю кромку перегородки при значительном «набухании» водяного объема и большом пенообразовании, обрат-

ное перетекание котловой воды соленых отсеков в чистый по водоперепускной трубе при кратковременном даже незначительном повышении давления в соленых отсеках (например, при резком увеличении тепловой нагрузки парообразующих поверхностей нагрева этих отсеков).

Значительное снижение переброса воды из соленого отсека в чистый достигается установкой в соленых отсеках внутрибарабанных циклонов, так как они способствуют уменьшению «набухания» водяного объема и вспенивания котловой воды. Кроме того, внутрибарабанные циклоны производят хорошую осушку пара, и тем самым понижается вынос капель влаги и пены в чистый отсек котла. В конечном счете это дает возможность несколько повысить солесодержание продувочной воды (до 3 000 $мг/л$) или, оставив его неизменным, уменьшить размер продувки.

Еще более эффективным является размещение соленых отсеков в выносных циклонах. Солесодержание котловой воды в них может быть принято примерно в 1,5—2 раза большим, чем в соленых отсеках с внутрибарабанными циклонами (до 6 000 $мг/л$).

При размещении соленых отсеков в выносных циклонах практически полностью может быть ликвидирован переброс котловой воды из них в чистый отсек, так как при сравнительно больших сопротивлениях (порядка 300 $кг/м^2$) и емкости водоперепускной трубы котловая вода соленого отсека не достигнет барабана даже при значительном кратковременном повышении давления в циклоне.

Наконец, весьма важное преимущество использования выносных циклонов для размещения в них соленых отсеков состоит в том, что при этом можно осуществить промывку пара котловой водой чистого отсека (рис. 17-11). Так как содержание примесей в котловой воде чистого отсека обычно существенно меньше, чем в соленых отсеках, то такая промывка позволяет снизить солесодержание пара.

При проектировании водно-сепарационной схемы котельного агрегата со ступенчатым испарением необходимо правильно выбрать производительности соленых отсеков. В схемах ступенчатого испарения без промывки пара соленых отсеков котловой водой чистого отсека имеются оптимальные значения производительности соленых отсеков. Они могут быть определены расчетным путем на основании совместного решения уравнений

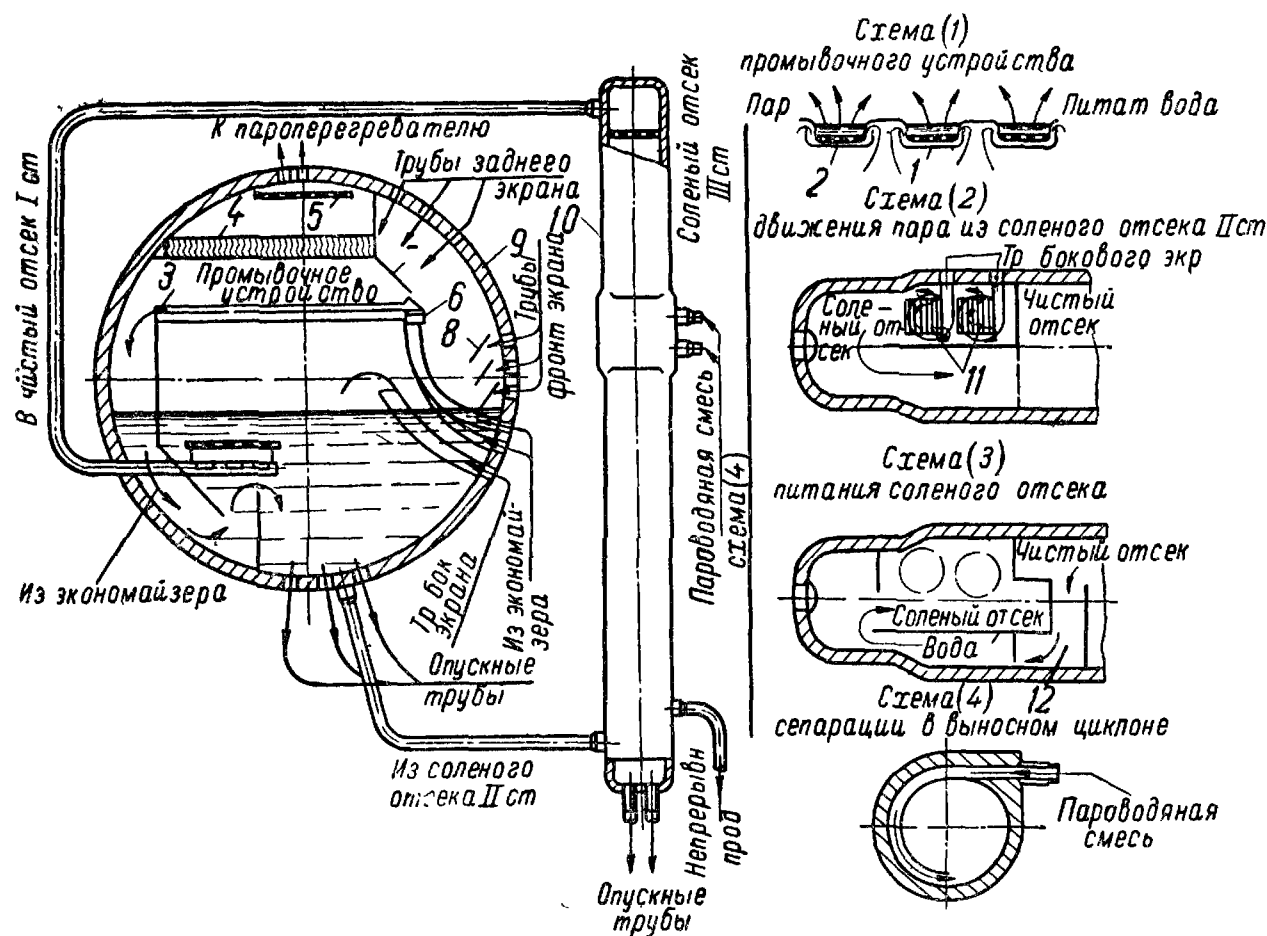


Рис. 17-11. Схема котельного агрегата с внутрибарабанными циклонами во второй ступени испарения и выносными циклонами в третьей ступени.

1 — противни; 2 — дырчатые колпаки; 3 — промывочное устройство; 4 — жалюзийный сепаратор; 5 — пароприемный дырчатый щит; 6 — питательное корыто; 7 — приемный короб пароводяной смеси; 8 — отбрасывающие щитки; 9 — барабан; 10 — выносной циклон; 11 — внутрибарабанный циклон; 12 — водоперепускной короб из чистого отсека во вторую ступень испарения.

солевых балансов для котла в целом и отдельных ступеней испарения¹.

На рис. 17-12 приведена зависимость общего солесодержания пара при двухступенчатом испарении, выполненном с выносным циклоном и подачей пара солевого отсека в паровое пространство барабана, от паропроизводительности второй ступени испарения. При одноступенчатом испарении (т. е. $n_{II} = 0$ и $n_{II} = 100\%$) содержания примесей в паре будут равными и при постоянной величине продувки котла — наибольшими. Все кривые при различных размерах продувки котла имеют минимумы. При этом чем больше продувка, тем больше оптимальная величина производительности солевого отсека.

Таким образом, организация ступенчатого испарения целесообразна не только в котельных агрегатах, работающих с большой добавкой химически очищенной воды, но и на чисто конденсационных станциях, где продувка котлов может быть около 0,5—1%. В этом случае оптимальные значения производительности солевых отсеков находятся в пределах 5—10%.

Оптимальные значения производительностей солевых отсеков имеются и при трехступенчатом испарении. Так, например, при трехступенчатом испарении и продувке котла $p = 4\%$ они примерно равны следующим величинам: $n_{II} \approx 22\%$ и $n_{III} \approx 8\%$.

При промывке пара солевых отсеков котловой водой чистого отсека оптимальные величины производительностей солевых отсеков отсутствуют. Чем больше количество пара, идущего на промывку, тем лучше будет качество пара, выдаваемого котельным агрегатом.

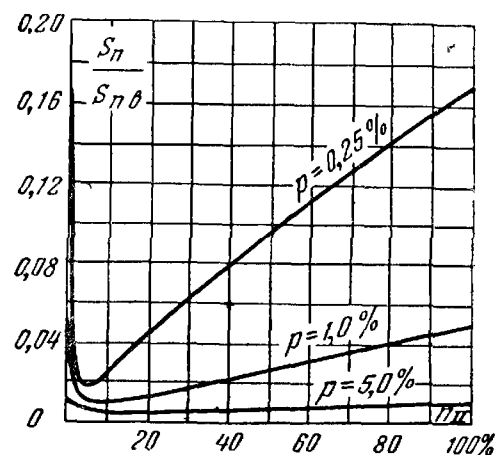


Рис. 17-12. Изменение солесодержания пара при двухступенчатом испарении в зависимости от паропроизводительности второй ступени испарения.

¹ Методика расчета ступенчатого испарения и соответствующие расчетные номограммы приведены в „Теплотехническом справочнике“, т. 1.

При выборе схем ступенчатого испарения для котлов высокого и сверхвысокого давления все расчеты должны производиться как по общему солесодержанию, так обязательно и по кремнесодержанию пара и котловой воды.

Конструктивное оформление соленых отсеков котлов обычно выбирается в зависимости от их производительности. При небольших производительностях соленых отсеков наиболее рационально размещать их в выносных циклонах. Соленые отсеки большой производительности чаще всего выполняют внутрибарабанными, чтобы избежать установки большого количества выносных циклонов.

17-6. ВОДНЫЙ РЕЖИМ ПРЯМОТОЧНЫХ КОТЛОВ

Прямоточные котлы предъявляют очень высокие требования к качеству питательной воды. Это объясняется тем, что в прямоточных бессепараторных котлах нелетучие примеси питательной воды осаждаются на поверхностях нагрева или уносятся в турбину [см. уравнение солевого баланса котла (17-4)]. В сепараторных прямоточных котлах и котлах, работающих на промывочно-сепарационном режиме, часть примесей питательной воды может отводиться также в продувку. Однако полностью избежать отложений веществ на поверхностях нагрева котла, даже при наличии продувки, невозможно, так как область солеотложений достаточно велика, а с ростом давления она еще возрастает. Так, например, при давлении 35—40 *ата* зона солеотложений находится в области примерно от паросодержания $x \approx 80 \div 85\%$ и до слабого перегрева пара (порядка 20—25° С); при 100—110 *ата* граница начала отложений сдвигается к паросодержанию $x \approx 60 \div 70\%$, а при 185—200 *ата* солеотложения начинаются с $x \approx 40 \div 50\%$.

С ростом давления количество отложений в прямоточных котлах уменьшается, а солесодержание пара увеличивается вследствие повышения растворяющей способности пара.

Таким образом, как при отсутствии возможности отводить часть примесей питательной воды в продувку (бессепараторные прямоточные котлы), так и при установке сепараторов в конце зоны испарения, где $x = 97 \div 98\%$ (сепараторные прямоточные котлы), или на слабо перегретом паре после впрыска питательной воды для промывки пара (прямоточные котлы, работающие на про-

мывочно-сепарационном режиме) жесткие требования к качеству питательной воды сохраняются.

Содержание в питательной воде прямоточных котлов натриевых соединений и кремнекислоты должно быть таким, чтобы количество этих веществ в перегретом паре было в допустимых пределах, т. е. содержание натриевых соединений (в пересчете на сульфат натрия Na_2SO_4) было не более 0,05 *мг/кг* и кремнесодержание — не более 0,02 *мг/кг* SiO_3^{2-} .

Общее солесодержание питательной воды прямоточных котлов* (с учетом также кальциевых и магниевых соединений, но без учета содержания соединений железа и меди) зависит от солеемкости котла. Ориентировочно оно может быть принято равным 0,06—0,09 *мг/л*.

Таким образом, питательная вода прямоточных котлов в отличие от барабанных котлоагрегатов нормируется по общему солесодержанию.

Содержание в питательной воде прямоточных котлов растворенного кислорода, железа и меди, а также величина рН должны укладываться в нормы качества питательной воды барабанных котельных агрегатов.

Питательной водой прямоточных котлов может служить только турбинный конденсат с добавкой дистиллята испарителей или обессоленной воды.

Удаление веществ, отлагающихся на поверхностях нагрева переходной зоны прямооточного котла, производится путем периодических промывок — водных и кислотных.

Водными промывками удается выводить из котла главным образом легко растворимые в воде вещества. При этом для более быстрого и полного удаления солеотложений такие промывки производят примерно через 1,5—2 мес. работы котла с тем, чтобы не допускать значительной толщины отложений (желательно иметь $\delta_{\text{с.з.}} \leq 0,1—0,2$ *мм*).

Водные промывки прямооточного котла производят горячей водой ($t \approx 100^\circ \text{С}$), прокачивая ее через все поверхности нагрева, начиная с водяного экономайзера, по растопочной схеме котла. Их ведут по разомкнутому или замкнутому циклу.

При водной промывке по замкнутому циклу горячая вода непрерывно циркулирует по контуру деаэратор — котел — растопочный сепаратор — деаэратор.

При промывке котла по разомкнутому циклу воду после растопочного сепаратора

сбрасывают в дренажные баки, откуда она поступает на питание барабанных котлов. Следовательно, этот способ промывки котла связан со значительной потерей конденсата и поэтому не всегда может быть применен.

Длительность водных промывок котла устанавливается по анализам проб промывочной воды: при разомкнутом цикле концентрация примесей в воде сперва нарастает, а затем снижается примерно до солесодержания исходной воды; при замкнутом цикле к концу промывки устанавливается некоторое постоянное солесодержание промывочной воды.

Для удаления из прямооточного котла солей жесткости прибегают к кислотным промывкам. Их производят обычно слабым раствором соляной кислоты (3—4%-ным).

Для уменьшения разрушения металла под действием раствора соляной кислоты в промывочную воду добавляют небольшое количество веществ, которые снижают скорость растворения металла. Эти вещества-замедлители кислотной коррозии называют ингибиторами. В качестве ингибиторов при кислотных промывках котлов применяют столярный клей или технический уротропин.

Так как скорость коррозионных процессов стали в соляной кислоте с повышением температуры резко возрастает, то промывку котлов ведут при невысоких температурах, порядка 50°С.

Кислотные промывки производят по за-

мкнутому контуру в течение 3—4 ч. Раствор соляной кислоты с ингибитором нагнетается промывочным насосом в котел. При этом обычно кислотной промывке подвергают все поверхности нагрева котла, кроме водяного экономайзера. Из выходного коллектора пароперегревателя промывочная вода сливается в бак, откуда она вновь поступает ко всасывающему трубопроводу промывочного насоса.

После кислотной промывки котел подвергают щелочению. Для этого в течение примерно 10 ч через него непрерывно прокачивают 1—2%-ный раствор щелочи. Затем котел промывают чистым конденсатом.

Несмотря на принимаемые меры для уменьшения разрушения металла, кислотные промывки прямооточных котлов должны производиться достаточно редко (примерно 1 раз в 5—10 лет). Это объясняется тем, что при малой скорости общей равномерной коррозии металла в отдельных участках котла коррозионные процессы протекают со значительно большими скоростями (например, в сварных швах, на участках с местными повышенными напряжениями). Кроме того, при многократных кислотных промывках, вероятно, может происходить нарушение целостности защитной пленки окислов на поверхности металла, что способствует интенсификации коррозионных процессов при дальнейшей работе котельных агрегатов.

ГЛАВА ВОСЕМНАДЦАТАЯ

МЕТАЛЛЫ И РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

18-1. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ МЕТАЛЛА В КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

Условия работы металла разных элементов и деталей котельной установки могут различаться весьма существенно. Каркас котла имеет по существу нормальную температуру окружающего воздуха и его расчет производится также, как в случае строительных конструкций. Металл труб воздухоподогревателя испытывает незначительные напряжения при различных температурах стенки, в том числе и высокой. В особенно тяжелых условиях работают неохлаждаемые детали (подвески, крепления, опоры), которые при высокой температуре металла (вплоть до 800°С) несут весовую нагрузку.

Условия, в которых работают трубы и сосуды, находящиеся под внутренним давлением, определяются их назначением и местом в котельном агрегате. В наиболее тяжелых условиях работают выходные камеры и особенно трубы пароперегревателей котлов высоких и сверхвысоких параметров вследствие высокой температуры среды, протекающей в них. Температура стенки и величина внутреннего давления определяют выбор марки стали. Наиболее ответственными деталями котельной установки являются барабаны, камеры и паропроводы. Повреждение этих деталей может привести к серьезным авариям, поэтому при их расчете принимаются более жесткие требования: например, максимальная температура металла, до которой разрешается

использовать камеры из углеродистой стали, на 50°C ниже, чем для труб поверхностей нагрева.

Повышение температуры металла приводит к снижению его работоспособности не только за счет снижения прочности, но и благодаря более активно протекающим коррозионным процессам. Последнее часто ограничивает применение материала: например, углеродистые стали для поверхностей нагрева могут применяться, только если температура на поверхности металла не превосходит 500°C , так как при более высокой температуре начинается интенсивное окалинообразование.

При неравномерном распределении температур в твердом теле одни слои расширяются больше, другие — меньше. Менее нагретые слои препятствуют расширению слоев, нагретых до более высокой температуры, в результате чего в последних возникают температурные напряжения сжатия, а в менее нагретых слоях — напряжения растяжения. Эти напряжения увеличиваются с увеличением температурного перепада в стенке, который определяется толщиной стенки, тепловой нагрузкой и теплопроводностью металла. В расчетах на прочность эти напряжения не учитываются.

При колебании температуры могут возникнуть повреждения деталей в виде трещин, если амплитуда колебания величины напряжений достаточно велика и в процессе работы имеет место большое число теплосмен (циклов). Явление разрушения металла вследствие повторных нагревов и охлаждений называется тепловой усталостью или коррозионной усталостью (поскольку наличие коррозионной среды ускоряет разрушение металла).

Если амплитуда колебаний напряжений невелика, то разрушения металла может не произойти даже при большой частоте циклов нагрева и последующего охлаждения за длительное время службы детали.

Во время растопки котла могут иметь место теплосмены со значительной амплитудой. Хотя количество теплосмен обычно невелико, но при большой амплитуде это может вызвать повреждения, поэтому режим растопки котлов выбирается таким, при котором температурные напряжения не выходят за пределы допустимых.

При нормальных (комнатных) температурах прочность металлов оценивается двумя критериями — пределом текучести и пределом прочности. Эти характери-

стики находятся путем растяжения образцов (чаще всего цилиндрических) на испытательных машинах. Во время растяжения образца записывается диаграмма растяжения в координатах «нагрузка — удлинение». Если нагрузку P (кг) отнести к начальной площади поперечного сечения образца F_0 (мм²), а абсолютное удлинение — к начальной длине образца, то диаграмма растяжения будет выглядеть, как на рис. 18-1.

Удлинение образца по мере увеличения нагрузки вначале происходит по линейному закону, причем после снятия нагрузки разме-

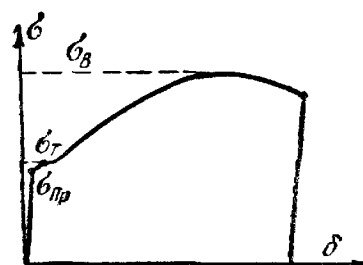


Рис. 18-1. Условная диаграмма растяжения.

ры образца восстанавливаются. Это так называемая область упругих деформаций, за которой начинается область пластических (остаточных) деформаций, остающихся после снятия нагрузки. С некоторого момента материал начинает деформироваться без увеличения нагрузки. На диаграмме растяжения это состояние металла характеризуется площадкой текучести, а соответствующее этой площадке напряжение называется пределом текучести σ_T (кг/мм²). Величина деформации на площадке текучести зависит от природы металла и его температуры. Для дальнейшего деформирования необходимо увеличение нагрузки (напряжения). Максимальное напряжение, которое металл выдерживает без разрушения, называется пределом прочности σ_B кг/мм². После достижения предела прочности нагрузка уменьшается вплоть до разрушения образца.

Если на диаграмме растяжения площадка текучести отсутствует, то предел текучести определяется как напряжение, соответствующее остаточной деформации 0,2%.

Испытанием материала на растяжение устанавливается способность материала к деформированию — характеристики пластичности: относительное удлинение при разрыве

$$\delta = \frac{l_k - l_0}{l_0} 100\%$$

(l_0 и l_k — длины образца соответственно до и после растяжения)

и относительное сужение при разрыве

$$\psi = \frac{F_0 - F_k}{F_0} 100\%$$

(F_0 и F_k — площади поперечного сечения образца соответственно до и после растяжения).

Температура металла оказывает существенное влияние на его прочность и пластичность (рис. 18-2).

С повышением температуры предел текучести непрерывно уменьшается, тогда как предел прочности после температур 50—100°С начинает возрастать и достигает максимума при температурах 250—300°С, после чего он уменьшается. Характеристики пластичности уменьшаются до температур 250—300°С, а затем возрастают.

Кроме того, характеристика прочности при высоких температурах (для углеродистых сталей 350—400°С) оказываются нестабильными: они уменьшаются с увеличением времени выдержки под нагрузкой. На рис. 18-3 представлено влияние времени выдержки под нагрузкой на величину предела текучести при испытаниях стали в условиях высоких температур.

Снижение предела текучести при высоких температурах с увеличением времени выдержки образцов под нагрузкой вызвано явлением ползучести — процессом накопления пла-

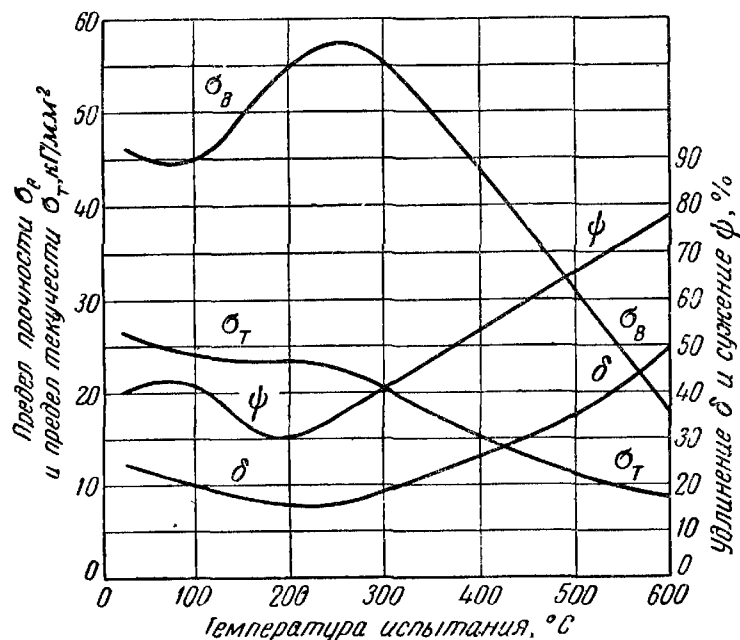


Рис. 18-2. Влияние температуры на механические свойства стали.

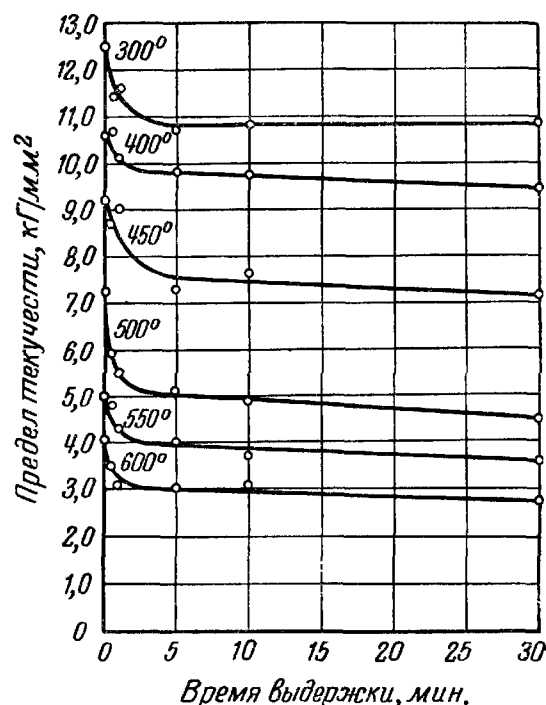


Рис. 18-3. Влияние времени выдержки на величину предела текучести (по Керберу).

стической деформации под действием постоянных нагрузки и температуры. Процесс ползучести изображается в виде зависимости относительной деформации образца ($\epsilon = \frac{\Delta l}{l} 100\%$)

от времени его выдержки под нагрузкой τ (рис. 18-4). На диаграмме ползучести различают три участка: ab — участок неустойчивой скорости ползучести, до точки b рост деформации постепенно затухает; bc — участок равномерной скорости ползучести и cd — участок разрушения, на котором скорость ползучести возрастает вплоть до разрушения.

Испытания металлов на ползучесть ведутся при малых скоростях деформирования, близких к скорости ползучести деталей, и прекращаются, когда выявится участок равномерной скорости, т. е. через 3 000—5 000 ч.

По участку равномерной скорости устанавливается так называемая равномерная скорость ползучести:

$$v_n = \frac{\epsilon_1}{\tau_1} \% / \text{ч.}$$

В настоящее время для деталей парового котла допускается скорость ползучести $v_n = 10^{-5} \% / \text{ч.}$ или $10^{-7} \text{ мм/мм} \cdot \text{ч.}$ Это означает, что за 100 000 ч службы деталь может накопить деформацию 1%. Для труб поверхностей нагрева может быть допущена деформация, превышающая 1%, и это не вызовет нарушений в работе котельной установки, тогда как превышение деформации над заданным зна-

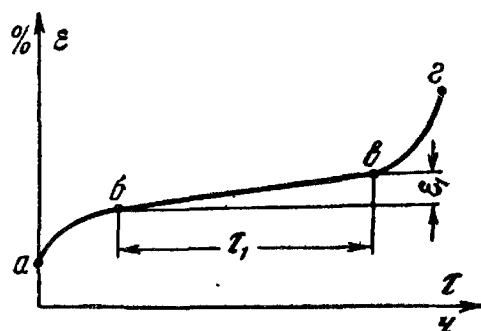
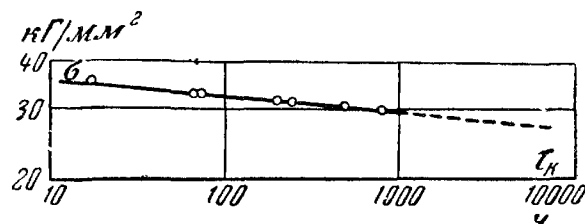


Рис. 18-4. Первичная кривая ползучести.

чением в турбинах приведет к ликвидации зазора между вращающимися и неподвижными частями турбины и, следовательно, к азарии.

Для уверенности в том, что деталь не разрушится раньше, чем она накопит заданную деформацию, производятся испытания материала на длительную прочность, представляющую собой способность металла без разрушения воспринимать нагрузку в течение установленного периода времени. Испытания на длительную прочность производятся так же, как и на ползучесть, с той разницей, что образцы доводятся до разрушения, т. е. кривая ползучести получается полностью. Это можно осуществить за ограниченное время испытаний (1 000—2 000 ч) при высоких скоростях ползучести, т. е. при высоких напряжениях, приложенных к образцу. По данным испытаний на длительную прочность строятся зависимости времени до разрушения τ_k от напряжений σ . В двойных логарифмических координатах эти зависимости имеют вид ломаной линии (рис. 18-5), что представляет удобство для экстраполяции данных испытаний до заданного срока службы материала.

В результате длительной работы стали при высоких температурах ее свойства изменяются. При этом стали многих марок, применяемые для изготовления деталей котлов, могут приобрести хрупкие свойства и разрушаться при комнатной температуре от незначительных ударных нагрузок, сохраняя при высокой температуре высокое значение ударной

Рис. 18-5. Зависимость времени до разрушения образца τ_k от величины напряжения.

вязкости (отношение работы, затраченной на разрушение образца ударом, к его поперечному сечению a_k кг/см²). Это явление, которое называется тепловой хрупкостью, необходимо иметь в виду при ремонте деталей котла и не допускать ударных нагрузок, особенно трубок перегревателя.

18-2. КОРРОЗИЯ СТАЛЕЙ

Одним из процессов, ограничивающих верхний предел температурной области применения тех или иных марок сталей, является газовая коррозия, или окалинообразование. В результате окисления стали на поверхности детали образуется пленка окислов. Если эта пленка достаточно прочно связана с основным металлом, то непосредственный контакт последнего с газовой средой нарушается и для продолжения реакции окисления необходимо, чтобы ионы кислорода диффундировали через пленку к металлу или ионы металла — на поверхность пленки окислов. Чем плотнее кристаллическая решетка пленки окислов, тем труднее протекают в ней диффузионные процессы и, следовательно, тем менее интенсивно развивается процесс окисления. Интенсивная коррозия начинается при определенных температурах, различных для разных марок сталей. У углеродистых сталей интенсивное окисление начинается при температуре металла 530°С.

Для увеличения окалиноустойчивости (жаростойкости) сталей их необходимо легировать элементами, пленка окислов которых имеет более плотную кристаллическую решетку, чем решетка окислов железа (например, хромом).

Стали перлитного класса с небольшими присадками хрома (1—4%) могут использоваться для изготовления поверхностей нагрева с температурой металла 580—600°С. Данные по температуре начала интенсивного окисления перлитных сталей, легированных кремнием и хромом, а также сталей аустенитного класса приведены в табл. 18-6.

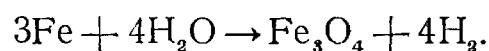
Для того чтобы пленка окислов состояла из окислов легирующих элементов, вводимых в сталь для повышения ее окалиноустойчивости, эти элементы должны окисляться легче железа. Такому требованию удовлетворяют хром, кремний и алюминий. Кроме того, легирующие элементы должны диффундировать к поверхности основного металла легче железа, чтобы поглощать проникающий через пленку кислород, так как любая пленка в той или иной степени пропускает его. Наиболее

легко диффундируют в стали алюминий и кремний, поэтому стали, легированные сочетанием таких элементов, как хром, кремний и алюминий, обладают высокой окалиноустойчивостью.

В случае нарушения целостности пленки окислов или ее отставания от основного металла процесс окисления в этих местах протекает с большей скоростью. Таким образом, окалиноустойчивость стали определяется свойствами пленки окислов, образующейся на поверхности детали, а именно: ее плотностью и прочностью сцепления с основным металлом. Наиболее плотную кристаллическую решетку имеет пленка окислов хрома, поэтому с увеличением содержания последнего в стали повышается ее окалиноустойчивость.

В деталях парового котла, которые омываются насыщенным и особенно перегретым паром, может возникнуть паровая коррозия. Химически чистый водяной пар диссоциирует при очень высоких температурах (порядка 1000°С). Однако в котле благодаря наличию катализаторов диссоциация водяного пара может начаться при более низких температурах. Одним из таких катализаторов можно считать железо.

Воздействие на горячий металл пара с температурой, превышающей 400°С, сопровождается реакцией



При малых скоростях пара или пароводяной смеси эта реакция начинается при 300—350°С. Скорость паровой коррозии особенно резко возрастает, начиная с температуры 550°С. Выделяющийся свободный водород насыщает сталь, а Fe_3O_4 отлагается на поверхности трубы в виде пленки, которая задерживает дальнейшее развитие коррозии углеродистых сталей до температуры 450—500°С.

Насыщение стали водородом приводит к ее обезуглероживанию и хрупкости. При значительных скоростях пара насыщение стали водородом практически отсутствует, так как свободный водород удаляется вместе с паром. Сопротивление стали паровой коррозии можно повысить введением в нее хрома, поэтому в пароперегревателях, выполненных из хромомолибденовой стали, этот вид коррозии не проявляется.

Наличие в дымовых газах SO_2 вызывает особый вид коррозии, которой подвержены только стали, содержащие никель. Взаимодействие SO_2 с никелем стали дает сульфид

Ni_2S_3 , образующий с никелем легкоплавкую эвтектику с температурой плавления около 624°С. Эта эвтектика легко разрушается при действии на нее газов с высокой температурой. Переход никеля в поверхностном слое детали в сульфиды известен под названием «выпотевания». Выпотевание начинается при высоких температурах порядка 900°С. Поэтому следует избегать применения сталей, содержащих никель, для изготовления подвесок, креплений и т. п., если при сернистом топливе температура детали превышает 800°С.

18-3. ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ НА СВОЙСТВА СТАЛЕЙ

Механическая и термическая обработки сталей оказывают определяющее влияние на их поведение в эксплуатации. При изготовлении полуфабрикатов для деталей паровых котлов (листов для обечаек барабанов, труб и пр.) металлу сообщаются большие пластические деформации (наклеп). Изготовление деталей из полуфабрикатов (например, гибка труб, вальцовка обечаек) также сопровождается значительным наклепом, изменяющим свойства сталей. В результате наклепа искажается кристаллическая решетка металла и его состояние становится неустойчивым. Чтобы избежать этого, полуфабрикаты после изготовления проходят термическую обработку.

Листы и холоднотянутые трубы подвергаются обработке специально (отжиг), а горячекатаные трубы из углеродистой стали — в процессе изготовления (прокатка их должна быть закончена при температуре не ниже 850—870°С, после чего трубы охлаждаются на воздухе). Если прокатка труб закончена при более низких температурах, то полной термообработки не происходит и металл имеет неоднородную структуру. Нагрев наклепанного металла до температуры, равной примерно 0,4 $T_{пл}$ ($T_{пл}$ — температура плавления, °К), может привести к резкому снижению прочностных свойств стали (рис. 18-6). Это явление называется рекристаллизацией. Оно сопровождается изменением структуры, причем в зависимости от величины пластической деформации, сообщенной металлу, и времени выдержки при данной температуре могут быть различные размеры зерен. Размер зерна оказывает существенное влияние на прочность и сопротивление ползучести.

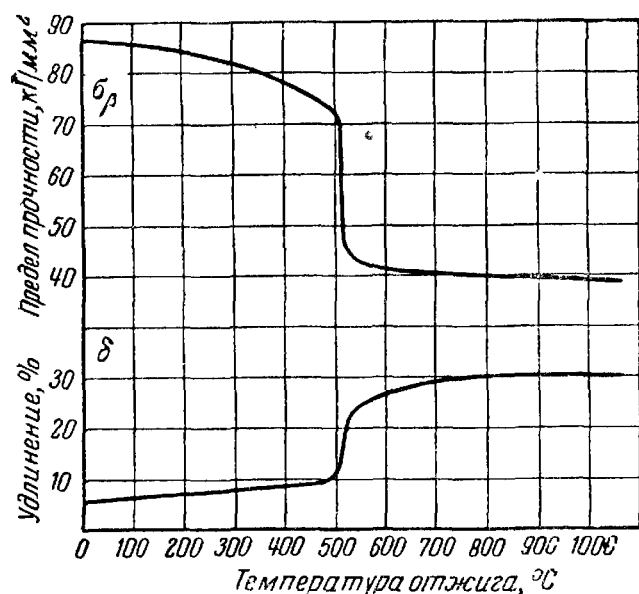


Рис. 18-6. Влияние температуры отжига на механические свойства стали.

Кроме того, неустойчивое состояние стали, возникающее в результате наклепа, вызывает и другое явление, которое может также отрицательно сказаться на ее свойствах, важных для длительной работы в условиях высоких температур. Это явление, получившее название старения, заключается в том, что пластическая деформация изменяет растворяющую способность кристаллической решетки, твердый раствор становится пересыщенным и из него начинают выделяться растворенные элементы, которые выпадают в виде соединений (у сталей — чаще всего в виде карбидов), получивших название вторичных фаз. Выпадение вторичных фаз обуславливает наряду с повышением прочности снижение пластичности и ударной вязкости (рис. 18-7). Последнее является для котельных сталей нежелательным.

Если старение протекает в детали, работающей в условиях ползучести, то оно при длительной службе детали в конечном счете в результате коагуляции выпавших фаз приводит к увеличению скорости ползучести. Особенно склонны к старению углеродистые стали с низким содержанием углерода.

Другой основной технологической операцией при изготовлении деталей и узлов паровых котлов является сварка. Трубы поверхностей нагрева свариваются контактной сваркой, причем такие соединения работают вполне надежно. Газовая сварка дает менее прочные швы по сравнению с электродуговой.

Углеродистые (с повышенным содержанием углерода $C \geq 0,3\%$) и низколегирован-

ные (с содержанием хрома $Cr \sim 1\%$) стали склонны к воздушной подкалке после сварки, в результате чего в зоне термического влияния могут иметь место мартенситная структура, высокие остаточные напряжения и даже закалочные трещины. Эти стали имеют низкие скорости закалки, а поэтому требуют предварительного и сопутствующего подогрева до 250—300 °C при электродуговой сварке и последующей термообработки. Сварка аустенитных сталей значительно сложнее углеродистых. Сварка паропроводов из аустенитных сталей производится путем последовательного наложения слоев, причем поверхность каждого слоя очищается от окалины. Однако эти мероприятия не избавляют от таких дефектов, как непровар, поры, шлаковые включения, которые дают начало разрушению сварных соединений.

Таким образом, котельные марки стали с точки зрения технологии изготовления деталей должны обладать следующими свойствами:

1) высокой пластичностью, так как при гибке и вальцовке сталь подвергается значительным пластическим деформациям;

2) хорошей свариваемостью, позволяющей отказаться от термообработки после сварки при условии отсутствия воздушной закалки или применять несложную термообработку в монтажных условиях.

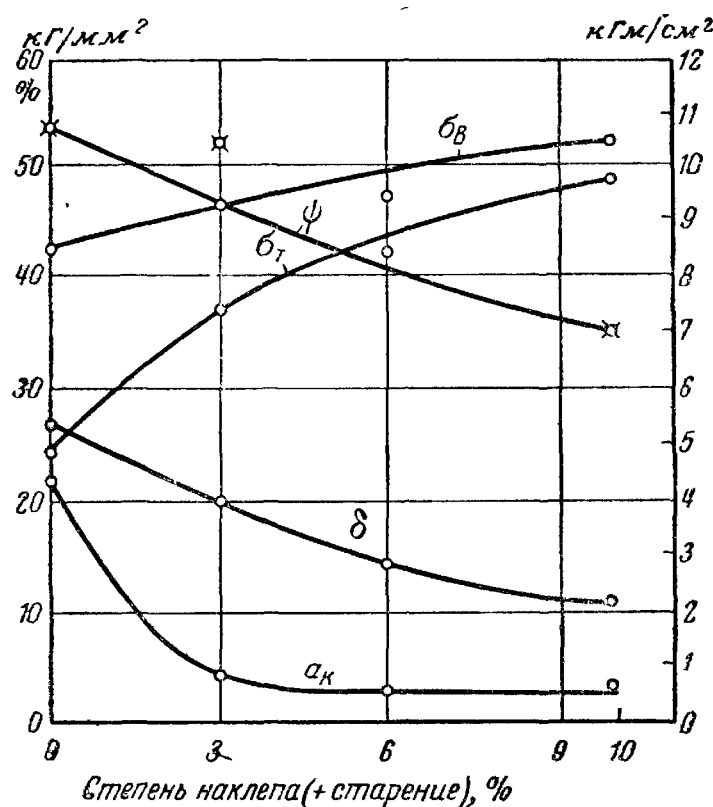


Рис. 18-7. Влияние деформации на механические свойства стали ($C = 0,2\%$), состаренной после деформирования.

18-4. ОБОЗНАЧЕНИЯ МАРОК СТАЛЕЙ

Принятые в СССР в настоящее время обозначения марок сталей таковы, что они примерно характеризуют их средний состав.

Качественные углеродистые трубные стали обозначаются цифрами 10 или 20, что соответствует среднему содержанию углерода в сотых долях процента; например, для Ст. 20 содержание углерода 0,17—0,24%.

Качественные углеродистые стали для котельного листа имеют аналогичные обозначения и отличаются только добавлением после цифр буквы К, например: 15К.

Углеродистые стали обыкновенного качества имеют обозначения Ст. 2, Ст. 3 и т. д., что означает: мартеновская сталь с определенным химическим составом и механическими свойствами.

Марки легированных сталей обозначаются буквами, соответствующими легирующим элементам, среднее содержание которых в стали (более 1%) указывается цифрами, стоящими после тех или иных букв. Первые две цифры перед буквами соответствуют (как и для углеродистых сталей) среднему содержанию углерода в сотых или десятых долях процента. Для обозначения химических элементов приняты следующие буквы:

М — молибден;	Г — марганец;
Х — хром;	С — кремний;
Н — никель;	Б — ниобий;
В — вольфрам;	Т — титан;
Ю — алюминий;	Д — медь;
Ф — ванадий;	Р — бор.

Например: Марка 12ХМФ соответствует содержанию $C = 0,12\%$; $Cr = 0,8 \div 1,0\%$; $Mo = 0,4 \div 0,55\%$; $V = 0,15 \div 0,35\%$.

Марка 1Х18Н9Т соответствует $C = 0,1\%$; $Cr = 17 \div 20\%$; $Ni = 8 \div 11\%$; $Ti \approx 0,5\%$.

18-5. УГЛЕРОДИСТЫЕ СТАЛИ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В КОТЛОСТРОЕНИИ

Большинство деталей паровых котлов выполняется из углеродистых сталей.

С повышением содержания углерода в стали повышается ее прочность и снижается пластичность. С точки зрения прочности было бы целесообразно использовать стали с повышенным содержанием углерода. Однако это ухудшает качество сварных соединений из-за воздушной закалки стали при сварке. Поэтому в котлостроительных углеродистых сталях содержание углерода строго ограничивается, а именно $C \geq 0,3\%$.

Постоянными примесями сталей являются марганец, кремний, фосфор, сера, кислород.

Марганец вводится для раскисления стали в процессе выплавки и находится в стали в растворенном состоянии (в количестве 0,3—0,8%). Обеднение твердого раствора марганцем, которое наблюдается при длительной службе деталей, приводит к снижению прочностных свойств стали.

Кремний, как и марганец, вводится в сталь в качестве раскислителя. Оставшееся от раскисления небольшое количество его $Si < 0,5\%$ растворяется в феррите. Наличие кремния повышает прочность стали, но в то же время увеличивает ее склонность к рекристаллизационным явлениям после небольшой пластической деформации.

Фосфор в стали является нежелательным элементом, так как он снижает ударную вязкость и способствует возникновению хладноломкости. Под х л а д н о л о м к о с т ью понимается резкое снижение ударной вязкости сталей перлитного класса (имеющих решетку объемно-центрированного куба) при комнатных температурах и температурах ниже $0^\circ C$. При монтаже и ремонте деталей котлов не следует допускать ударных нагрузок на детали, выполненные из сталей перлитного класса. Содержание фосфора в котельной стали не должно превышать 0,045%.

Сера является вредной примесью, так как способствует возникновению явления красноломкости, т. е. хрупкому разрушению стали при $800—1200^\circ C$. Красноломкость возникает в результате выделения на границах зерен легкоплавкой эвтектики сернистого железа. Нагрев такой стали до $800^\circ C$ и выше приводит к размягчению этой эвтектики и ослаблению связи между зернами. В котельных сталях содержание серы ограничивается 0,03—0,045%, и поэтому явления красноломкости в них не возникает.

Кислород, а также азот и водород остаются вследствие неполного удаления газов из стали. Кислород, входя в состав стали даже в небольших количествах, снижает ее коррозионную стойкость. Содержание кислорода и азота в качественных сталях не должно превышать сотой, а водорода — тысячной доли процента.

Прочность стали при высоких температурах и стабильность свойств в процессе длительной работы можно повысить не только путем легирования, но и применением методов выплавки, обеспечивающих высокую чистоту сплава, в частности, выплавкой в вакууме.

Для изготовления барабанов котлов низкого, среднего и повышенного давления ($p < 60 \text{ кг/см}^2$) применяется качественная углеродистая сталь марок 15К, 20К и 25К, химический состав которой приведен в табл. 18-1. Для котлов с давлением $p < 8 \text{ кг/см}^2$ может использоваться мартеновская сталь обычного качества — Ст. 3, если температура металла не превышает 120°C .

Таблица 18-1

**Химический состав листовой стали, %
(ГОСТ 5520 и 380-57)**

Марка стали	Углерод	Марганец	Кремний	Сера	Фосфор
				не более	
15К	0,12—0,20	0,35—0,65	0,15—0,30	0,040	0,040
20К	0,16—0,24	0,35—0,65	0,15—0,30	0,040	0,040
25К	0,20—0,28	0,50—0,80	0,15—0,30	0,040	0,040
Ст. 3	0,12—0,22	Не гарантируется		0,050	0,055

Примечание. Примеси никеля, хрома и меди не должны превышать 0,3% каждого, а сумма хрома и меди — 0,5%

Для изготовления барабанов высокого давления ($p = 60 \div 125 \text{ кг/см}^2$) применяется специальная марка углеродистой стали — 22К ($C = 0,18 \div 0,25\%$; $Si = 0,17 \div 0,37\%$; $Mn = 0,7 \div 0,9\%$).

Трубопроводы воды и пара и трубы поверхностей нагрева выполняются из Ст. 10 и Ст. 20. При этом температура металла труб поверхностей нагрева не должна превышать 500°C , а коллекторов и паропроводов 450°C . Состав сталей приведен в табл. 18-2.

Таблица 18-2

**Химический состав трубной углеродистой стали, %
(ГОСТ 1050-57)**

Марка стали	Углерод	Марганец	Кремний	Сера	Фосфор
				менее	
10	0,07—0,13	0,35—0,65	0,17—0,37	0,040	0,035
20	0,17—0,24	0,35—0,65	0,17—0,37	0,040	0,040

Примечание. Примеси хрома и никеля — не более 0,25%

18-6. НИЗКОЛЕГИРОВАННЫЕ СТАЛИ

Повышение температуры металла до $300\text{—}350^\circ \text{C}$ вызывает значительное снижение предела текучести. Кроме того, при темпера-

туре $t > 500^\circ \text{C}$ не только резко падает сопротивление ползучести, но и начинается интенсивное окисление. Все это заставляет вводить в сталь легирующие присадки, повышающие как прочность, так и окалиностойкость.

При давлении $p > 60 \text{ кг/см}^2$ целесообразно выполнять барабаны из низколегированных сталей, более прочных, чем углеродистые. Это позволяет уменьшить вес котла. Однако если трубы присоединяются к барабану на вальцовке, предел прочности стали, из которой выполняется барабан, не должен превосходить 60 кг/мм^2 , так как в противном случае уже трудно получить плотное вальцовочное соединение.

Первоначально для барабанов котлов высокого давления использовались медисто-никелевые, марганцовистые и марганцево-молибденовые стали.

Использование чисто медистых сталей ($Cu = 0,8 \div 1,0\%$) было затруднено из-за красноломкости при температуре горячей обработки. Красноломкость возникает вследствие низкой температуры плавления меди (1100°C); ее можно избежать введением в медистую сталь никеля ($0,25\text{—}0,75\%$), который повышает температуру плавления сплава меди и никеля. Медисто-никелевые стали имеют повышенные по сравнению с углеродистыми характеристики прочности, но сохраняют недостатки медистых сталей (повышенную склонность к старению).

Марганцовистые стали ($Mn = 0,9 \div 1,5\%$) обладают высоким пределом текучести до 350°C , хорошей свариваемостью при содержании углерода $C \leq 0,2\%$, но имеет тенденцию к росту зерна и тепловой хрупкости. Эти недостатки могут быть устранены введением молибдена (около 1%), который, кроме того, повышает прочностные свойства стали.

Барабаны котлов на сверхвысокие параметры ($p > 125 \text{ кг/см}^2$) выполняются из стали 16ГНМ ($C = 0,12 \div 0,20\%$; $Si = 0,17 \div 0,37\%$; $Mn = 0,7 \div 0,9\%$; $Ni = 1,0 \div 1,5\%$; $Mo = 0,4 \div 0,55\%$). Предел текучести этой стали при 350°C $33,2 \text{ кг/мм}^2$, при 370°C $32,7 \text{ кг/мм}^2$.

Из низколегированных марок сталей в отечественном котлостроении наибольшее распространение получили молибденовые стали с содержанием 0,5% молибдена и хромомолибденовые стали с содержанием хрома до 1% (табл. 18-3).

Молибденовые стали, в частности марки 16М (введена взамен марок 15М и 20М), обладают высокими технологическими свойствами:

Таблица 18-3

Химический состав низколегированных сталей, %
(ГОСТ 4543-57)

Марка стали	Углерод	Марганец	Кремний	Молибден	Хром	Сера	Фосфор	Прочие
						не более		
16М	0,13—0,19	0,4—0,7	0,17—0,37	0,4—0,55	≤0,3	0,035	0,035	
12МХ	≤0,15	0,4—0,7	0,17—0,37	0,4—0,55	0,4—0,6	0,035	0,035	
12ХМФ	0,08—0,15	0,4—0,7	0,17—0,37	0,25—0,35	0,4—0,6	0,035	0,035	V = 0,15 ÷ 0,3
15ХМ	0,12—0,18	0,4—0,7	0,17—0,37	0,4—0,55	0,8—1,1	0,035	0,035	
12Х1МФ	0,08—0,15	0,4—0,7	0,17—0,37	0,25—0,35	0,9—1,2	0,035	0,035	V = 0,15 ÷ 0,3

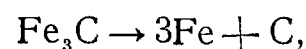
Примечание. Примеси никеля — не более 0,3, меди — не более 0,25%.

высокой деформационной способностью, хорошей свариваемостью и простотой термической обработки. Поэтому они хорошо зарекомендовали себя при изготовлении сварных и цельнокованных барабанов. Сталь 16М может быть использована и для изготовления труб поверхностей нагрева: благодаря наличию молибдена она обладает более высоким сопротивлением ползучести и коррозии в пароводяной среде по сравнению с углеродистыми сталями с одинаковым содержанием углерода. Недостатком стали 16М является склонность ее к сфероидизации цементита и графитизации.

Стали перлитного класса применяются в котлостроении чаще всего в отожженном состоянии, и перлитные зерна в них имеют пластинчатое строение. Однако пластинчатый перлит является нестабильной структурой, поэтому пластинки цементита в процессе длительной (десятки тысяч часов) работы стали при высоких температурах (450—600°С) стремятся принять сферическую форму. Это явление, известное под названием сфероидизации цементита, схематически изображено на рис. 18-8. Сначала происходит деление пластинок на отдельные кусочки, которые затем принимают круглую форму, а входивший в состав перлита феррит сливается с чисто ферритными зернами. Мелкие частицы с течением времени объединяются в более крупные (коагулируют). Процесс сфероидизации

приводит к снижению прочности стали и особенно сопротивления ползучести.

Более опасным проявлением нестабильности цементита 0,5%-ной молибденовой стали является графитизация. Длительная выдержка углеродистой или 0,5%-ной молибденовой стали при высокой температуре приводит к тому, что цементит распадается на железо и углерод:



причем углерод выделяется в виде графита. Выделившийся графит собирается в виде отдельных гнезд, которые являются местами концентрации напряжения, так как ввиду незначительной прочности графита по сравнению с ферритом гнезда представляют собой по существу «пустоты» в ферритных зернах. Графитизации предшествует явление сфероидизации. Графитизация особенно опасна тем, что графитные гнезда имеют тенденцию располагаться цепочками (рис. 18-9), ослабляя сечение детали. Наиболее благоприятным местом для развития графитизации является зона термического влияния сварки.

Склонность стали 16М к сфероидизации цементита и графитизации не позволяет применять ее для изготовления коллекторов и паропроводов с температурой стенки, превышающей 450°С (для снижения склонности 0,5%-ной молибденовой стали к графитизации ограничивается количество алюминия, добавляемого для раскисления при выплавке).

Содержание углерода в хромомолибденовых сталях (12МХ, 15ХМ, 12ХМФ и 12Х1МФ) строго ограничено, так как присутствие хрома в пределах 0,8—1% (15ХМ) уже делает сталь чувствительной к воздушной закалке при сварке.

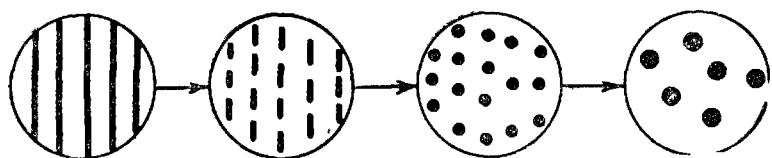


Рис. 18-8. Схема превращения пластинчатого перлита в зернистый.

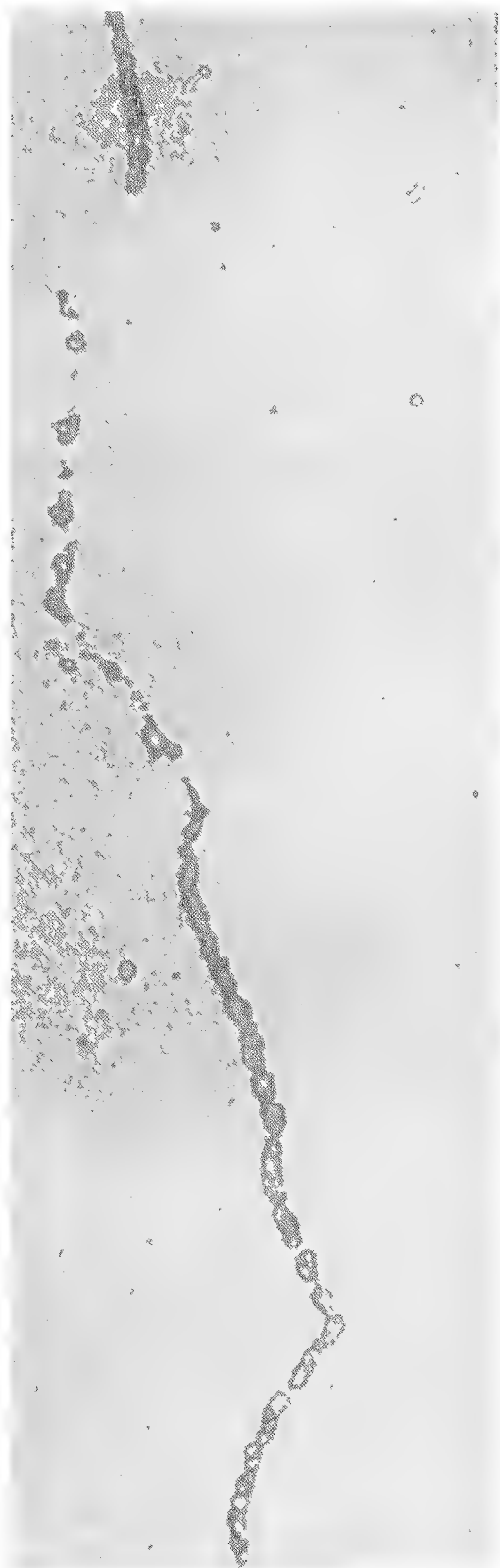


Рис. 18 9 Расположение графитных гнезд в стали.

Введение хрома в сталь повышает не только температуру начала интенсивного окисления стали, но и ее прочность. Кроме того, введение хрома в сталь делает ее нечувствительной к графитизации. Когда было установлено, что процесс графитизации не возникает при содержании хрома, меньшем 0,8—1,0%, а именно при $Cr=0,4\div0,6\%$, оказалось выгодным снизить его. В результате была создана новая марка стали—12МХ, не-

чувствительная к воздушной закалке при сварке.

Температурная область применения низколегированных сталей для основных деталей парового котла приведена в табл. 18-4.

Таблица 18-4

Марка стали	Камеры и паропроводные трубы	Трубы поверхностей нагрева
16М	475	500
12МХ	540	550
12ХМФ	550	560
15ХМ	560	570
12Х1МФ	590	600

Из хромомолибденовых сталей 12МХ и 15ХМ выполняются трубы поверхностей нагрева, коллекторы и паропроводы котлов высокого давления. Наиболее высокие значения сопротивления ползучести и длительной прочности хромомолибденовых сталей получают после нормализации.

По предварительным данным сварные стыки паропроводов, выполненных из стали 12МХ, не нуждаются в последующей термообработке, что является несомненным преимуществом этой марки стали. Поэтому при выборе стали для паропроводов и коллекторов марке 12МХ следует отдавать предпочтение перед 15ХМ.

Стали марок 12ХМФ и 12Х1МФ освоены в последнее время. Состав их мало отличается от состава марок 12МХ и 15ХМ по сравнению со сталями 12МХ и 15ХМ в сталях 12ХМФ и 12Х1МФ несколько уменьшено содержание молибдена, что (с точки зрения сопротивления ползучести) компенсируется небольшой присадкой ванадия (0,15—0,35%). Из табл. 18-3 видно, что в стали 12ХМФ по сравнению с 12МХ и в стали 12Х1МФ по сравнению с 15ХМ несколько повышено содержание хрома. Повышение содержания хрома в стали 12Х1МФ при сохранении свариваемости стали 15ХМ стало возможным за счет уменьшения содержания молибдена и некоторого снижения содержания углерода. Благоприятное влияние ванадия заключается в том, что он, как ниобий и титан, образует карбиды, очень устойчивые даже при высоких температурах, однако ванадий, как и молибден, уменьшает окалиностойкость стали. Поэтому к сталям, содержащим ванадий, необходимы дополнительные присадки хрома.

Увеличение рабочих температур металла выше 560°C требует повышения жароупорности сталей, что может быть достигнуто увеличением содержания хрома и кремния.

Кремний повышает жароупорность и способность к пластической деформации в условиях ползучести, но снижает сопротивление ползучести. Хром также не повышает сопротивления ползучести, поэтому для хромомолибденовых сталей ($\text{Cr}=2\div 6\%$) оно даже ниже, чем для сталей 15ХМ. Повышение сопротивления ползучести хромомолибденовых сталей ($\text{Cr}=2\div 6\%$) достигается присадкой таких элементов, как ниобий и ванадий. Пластические свойства и свариваемость таких сталей не вызывают затруднений при изготовлении из них деталей парового котла, а отпуск при 850°C смягчает появляющуюся при сварке подкалку.

Стоимость низколегированных сталей выше углеродистых не только за счет высокой стоимости легирующих присадок, но и за счет более сложной технологии выплавки. Например, присадка хрома, являющегося сравнительно дешевым элементом, требует тщательного раскисления стали, так как хром легко реагирует с кислородом, окислы же хрома трудно удалимы.

В США для изготовления пароперегревателей, имеющих температуру стенки 600°C , рекомендуется хромомолибдено-ванадиевая сталь ($\text{C}=0,15\%$; $\text{Mn}=0,30\div 0,60\%$; $\text{Si}=0,10\div 0,35\%$; $\text{Cr}=0,80\div 1,20\%$; $\text{Mo}=0,80\div 1,10\%$; $\text{V}=0,15\div 0,25\%$).

Предел ползучести (напряжение, соответствующее скорости ползучести $10^{-5}\%$ /ч) CrMoV-стали при 600°C немного ниже, а предел длительной прочности (напряжение, вызывающее разрушение образца через 100 000 ч) даже несколько выше, чем аустенитной стали типа 18/8 с добавкой ниобия ($\sim 1\%$). Такие высокие критерии прочности CrMoV-стали при 600°C объясняются в первую очередь тем, что хром в сочетании с молибденом и ванадием образует сложные устойчивые карбиды. Кроме того, принятый для CrMoV-стали режим термообработки (нагрев до 1050°C , выдержка при этой температуре 2 ч с последующим охлаждением на воздухе до комнатной температуры, новый нагрев до $700\text{—}720^{\circ}\text{C}$ с выдержкой 12 ч и последующим охлаждением на воздухе или в печи) оказывает на нее благотворное влияние. Это видно хотя бы из того факта, что нормализация CrMoV-стали дает более низкие характеристики прочности.

В последнее время наша промышленность освоила выпуск аналогичных сталей перлитного класса примерно такого же состава, как CrMoV-сталь, но с добавкой ниобия (12Х2МФБ). Эти стали имеют высокие значения длительной прочности при 600°C .

Особенно высокую длительную прочность имеют стали с добавкой бора: например, сталь 12Х2МФСР может быть использована до температур 620°C .

18-7. ВЫСОКОЛЕГИРОВАННЫЕ СТАЛИ

Внедрение в энергетику пара сверхвысоких параметров и в первую очередь повышение температуры перегретого пара до 600°C вызвали применение высоколегированных сталей для последних ступеней и выходных коллекторов пароперегревателей.

Высокое содержание хрома в стали обеспечивает ее жароупорность.

Повышение сопротивления ползучести и длительной прочности стали может быть достигнуто переходом от α - к γ -решетке. Сталь сохраняет аустенитную структуру при температурах, меньших A_{r3} , если суммарное содержание никеля и хрома в ней составляет около 25%, поэтому аустенитные стали имеют высокое содержание указанных элементов.

Число марок аустенитных сталей, применяемых в котлостроении, весьма ограничено. Опыт эксплуатации котлов сверхвысоких параметров показал, что сталь типа 14/14 ($\text{Cr}=14\%$; $\text{Ni}=14\%$) — 1Х14Н14В2М обладает склонностью к межкристаллитной коррозии, что затрудняет использование ее как котлостроительного материала.

Химический состав аустенитных марок приведен в табл. 18-5, а значения пределов длительной прочности при высоких температурах — в табл. 18-11.

Все аустенитные стали применяются в термообработанном состоянии — закалка на аустенит.

Сталь типа 18/8-1Х18Н9Т (часто она носит заводское обозначение ЭЯ1Т) обладает высокими пластичностью и ударной вязкостью, но весьма чувствительна к наклепу при холодной обработке. Наклеп сталей типа 18/8 вызывает частичный переход γ -железа в α -железо. Присутствие в структуре аустенитной стали включений α -фазы нежелательно, потому что они являются местами концентрации напряжения и разрушение происходит именно по этим включениям. Нагрев стали выше 600°C частично снимает действие

Таблица 18-5

Химический состав аустенитных сталей

Марка стали	Содержание элементов %						
	Углерод	Марганец	Кремний	Молибден	Хром	Никель	Прочие
1X18H9T	<0,12	<1,5	<1,0	—	17—20	9—11	Ti ≤ 0,8
1X18H12T	0,8—0,12	1,0—2,0	<0,75	—	17—18,5	11—13	Ti = 0,4 ÷ 0,65
1X14H14B2M (ЭИ 257)	<0,15	<0,7	0,3—0,8	0,4—0,6	13—15	13—15	W = 2 — 2,75
X13H16B (ЭИ-694)	0,07—0,12	1,0—2,0	0,6	—	13—15	14—17	Nb = 0,9 ÷ 1,3
X13H18B2B (ЭИ-695)	0,07—0,12	1,0—2,0	0,6	—	13—15	18—20	Nb = 0,9 — 1,3 W = 2 ÷ 2,75

холодного наклепа (уменьшает количество α -фазы), полное же устранение наклепа достигается при 1000°С. Присадкой к этой стали титана (Ti ≈ 0,5%) достигается стабилизация ее структуры, т. е. сводятся к минимуму выделение карбида хрома и связанное с этим обеднение хромом твердого раствора. При этом последствия наклепа снимаются тем эффективнее, чем больше время выдержки стали в нагретом состоянии, вследствие того, что титан образует более устойчивые карбиды и возвращает хром в твердый раствор. Последнее также способствует устранению межкристаллитной коррозии.

Процесс межкристаллитной коррозии (по Г. В. Акимову) объясняется следующим образом: аустенитная сталь представляет собой трехэлектродную систему, т. е. зерна аустенита и карбиды хрома и железа на границах зерен будут являться электродами-катодами по отношению к обедненным хромом пограничным слоям аустенитных зерен, которые являются электродами-анодами. Между этими электродами возникают гальванические токи, обуславливающие интенсивный перенос вещества. Особенностью разрушения вследствие межкристаллитной коррозии является то, что она развивается в узких зонах по границам зерен, ослабляя связь между последними.

Процесс изготовления труб из стали 1X18H9T гораздо сложнее и дороже, чем из сталей перлитного класса. Кроме того, сам процесс выплавки аустенитных сталей дороже, чем перлитных. Аустенитные стали выплавляются в электропечах, обеспечивающих высокое качество металла благодаря отсутствию окислительного пламени и более точно, чем в мартенах, регулированию температуры.

Сталь 1X14H14B2M не является стабильной. В процессе длительной службы ее при

высоких температурах происходит выделение легирующих элементов из твердого раствора; кроме того, из аустенита выделяются углерод и феррит. Опыт эксплуатации котлов сверхвысоких параметров показал, что эта сталь подвержена растрескиванию под напряжением, особенно в присутствии NaOH. Трещины могут быть как межкристаллитного, так и внутрикристаллитного характера. К этому виду разрушения склонна и сталь 1X18H9T. Мера борьбы с растрескиванием — ликвидация остаточных напряжений и концентрации напряжений в деталях. Сталь 1X14H14B2M склонна к межкристаллитной коррозии, так как в ней отсутствуют стабилизирующие элементы; поэтому создана новая сталь того же состава, но с добавкой 0,4—0,6% титана (1X14H14B2MT). В новые марки аустенитных сталей (ЭИ-694, ЭИ-695) также вводятся присадки стабилизирующих элементов (ниобия). Сталь 1X18H12T имеет повышенное содержание никеля по сравнению со сталью 1X18H9T, что обеспечивает более высокую стабильность аустенита (т. е. не происходит выделения α - и σ -фаз)¹.

Лучшие свойства сталь 1X18H12T приобретает после нагрева до 1050°С с выдержкой 30 мин и последующего охлаждения на воздухе.

При контактной сварке труб их термообработка необязательна: прочность сварных швов без термообработки не уступает прочности термообработанных соединений.

Сталь 1X18H12T обладает меньшей склонностью к коррозионному растрескиванию (особенно в состоянии закалки + старение) и к тепловой усталости, чем сталь 1X18H9T и более дорогая 1X14H14B2M.

¹ σ -фаза представляет собой интерметаллическое соединение типа FeCr, образование которого приводит к значительному снижению ударной вязкости стали.

В котлостроении США широко используют стали типа 18/8 с небольшими присадками (до 1%) титана, ниобия или тантала.

В последнее время в США для рабочих температур металла 540—650°С рекомендуются стали мартенситного класса с содержанием 12% хрома и небольшими добавками ниобия, кобальта, молибдена, вольфрама, ванадия, никеля. В большинстве рекомендуемых сплавов с содержанием 12% хрома вводятся присадки, состоящие из двух или трех перечисленных элементов, например: W—V, Co—W—V. Сравнительными испытаниями этих сплавов установлено, что наиболее высоким сопротивлением ползучести обладают стали, содержащие, кроме ванадия, молибден или кобальт.

Стали аустенитного класса обладают высокой стойкостью против коррозии, и это их свойство нержавеющей сталей используется при изготовлении некоторых деталей атомных реакторов, особенно деталей первичного контура.

Необходимость надежной защиты от радиоактивных излучений диктует применение для изготовления первичных контуров таких материалов, которые не приводят к значительной активации теплоносителя. С точки зрения прочности для деталей первичного контура в реакторах, охлаждаемых водой, могут быть использованы и стали перлитного класса. Однако продукты коррозии, довольно легко возникающие у сталей этого класса, переходят в воду первичного контура и активируют ее. Поэтому до последнего времени весь первичный контур выполнялся из аустенитной нержавеющей стали или углеродистой стали, покрытой слоем нержавеющей стали. Сейчас имеется тенденция к использованию в массивных деталях перлитных сталей, так как длительное исследование показало, что в воде высокой чистоты, используемой в первичном контуре, скорость коррозии углеродистой и низколегированной сталей со временем сильно снижается, особенно при омывании их водой с малыми скоростями.

Недостатком сталей как материалов для активной зоны ядерных реакторов является большая потеря нейтронов в них. Поэтому для уменьшения потерь нейтронов оболочки топливных элементов реакторов, охлаждаемых водой под высоким давлением, обычно выполняют из циркония, хотя при повышенных температурах он менее прочен и устойчив в отношении коррозии, чем аустенитная нержавеющая сталь.

18-8. СПЕЦИАЛЬНЫЕ СОРТА КОТЛОСТРОИТЕЛЬНЫХ СТАЛЕЙ И ЧУГУНОВ

Доля специальных сталей, используемых для креплений, подвесок, обдувочных устройств и т. п., в общем расходе металла на изготовление котлов весьма мала, но следует учесть, что благодаря высокому содержанию легирующих элементов стоимость этих сталей весьма высока. Основным требованием, предъявляемым к сталям, идущим на изготовление деталей, работающих без охлаждения в условиях высоких температур, является их жароупорность.

В табл. 18-6 приведены химический состав и температура начала интенсивного окисления жароупорных сталей.

Наибольшую жароупорность имеют стали, содержащие в значительном количестве хром: X17 (Cr=17%), X27 (Cr=27%).

Некоторые менее ответственные детали, крепления и обдувочные устройства выполняют из сталей, жароупорность которых достигается введением добавок более дешевых элементов, чем хром (например, кремния). Однако введение в сталь одного только кремния не решает проблемы жароупорности, поэтому он вводится вместе с небольшим количеством хрома (сильхромовая сталь X6C).

Применение высокохромистых и сильхромовых сталей для деталей, несущих растягивающую или изгибающую нагрузку, при температурах свыше 700°С невозможно из-за их низкого сопротивления ползучести. Эти стали следует использовать только для опор и обдувочных устройств. Вторым серьезным недостатком хромистых и сильхромовых сталей является их повышенная склонность к тепловой и отпускной хрупкости, т. е. хрупкости, проявляющейся после отпуска (медленного охлаждения) стали, нагретой до температуры 550—650°С. Отпускной хрупкости подвержены также хромоникелевая и марганцовистая стали.

При эксплуатации котлов необходимо иметь в виду возможность хрупкого разрушения деталей, режим которых близок к отпуску, и не допускать для них ударных нагрузок.

Добавка 0,5% молибдена к сильхромовой стали (X6CM) делает ее нечувствительной к отпускной хрупкости, а также повышает ее сопротивление ползучести.

Жароупорность хромоникелевых аустенитных сталей (1X18H9T, 1X20H14C2, 1X25H20C2, 1X20H25C2) не выше высокохромистых, однако они свободны от недостатков последних,

Таблица 18-6

Химический состав и температура начала интенсивного окисления специальных сортов стали

Марка стали	Класс стали	Термообработка	Химический состав, %						Температура начала интенсивного окисления, °С	
			Углерод	Марганец	Кремний	Хром	Никель	Прочие	при мало-сернистом топливе	при сернистом топливе
X6C (CX6)	Перлитно-мартенситные	Отжиг	≤0,15	≤0,7	1,5—2,0	5—6,5	≤0,6	—	750	
X6CM (CX6M)	То же	„	≤0,15	≤0,7	1,5—2,0	5—6,5	≤0,6	Mo ≈ 0,5	750	
X17 (Ж17)	Полуферритные	„	≤0,12	≤0,7	≤0,8	16—18	≤0,6	—	900	
X23 (Ж27)	Ферритные	„	≤0,15	≤0,8	≤1,0	26—28	≤0,6	(N ₂ ≈ 0,2 или T ₁ ≈ 0,3)	1 100	
1X20H14C2 (ЭИ-211)	Аустенитные	Закалка на аустенит	≤0,20	≤0,5	≤2,3	19—22	12—15	—	1 000	900
X23H13 (ЭИ-319)	То же	То же	≤0,20	≤2,0	≤1,0	22—25	12—15	—	1 000	900
1X23H120C2 (ЭЯ5С)	„ „	„ „	≤0,20	≤1,5	≤2,3	23—27	18—21	—	1 100	1 000
1X20H25C2 (ЭЯ3С)	„ „	„ „	0,3—0,40	≤1,5	2,0—3,0	16—20	23—27	—	900	800

не имея склонности к росту зерен и будучи малочувствительными к тепловой хрупкости. Кроме того, хромоникелевые стали при температурах 800—1 000°С обладают достаточным сопротивлением ползучести.

Недостатком аустенитных сталей является их чувствительность к коррозии в атмосфере дымовых газов, содержащих SO₂. С этой точки зрения следует совершенно избегать применения для подвесок и т. п. стали 1X20H25C2. Сталь 1X18H9T имеет невысокую окалиностойкость, и вместо нее следует применять более дешевую марку X6CM. Аустенитные стали трудно поддаются обработке резанием, но гнутся и штампуются в холодном состоянии.

В особую группу следует выделить стали для крепежных деталей. К материалу для шпилек и гаек предъявляется ряд специфических требований: сталь должна легко обрабатываться резанием, обладать высоким пределом текучести и низкой релаксационной способностью при температурах, превышающих 400°С.

Процесс релаксации заключается в самопроизвольном падении напряжений при постоянной начальной деформации. Он особенно характерен для болтов и шпилек, которым сообщается некоторая упругая дефор-

мация при завинчивании гаек. С течением времени напряжения в болтах упадут (рис. 18-10). Это потребует повторной затяжки болтов, чтобы обеспечить необходимую плотность фланцевого соединения.

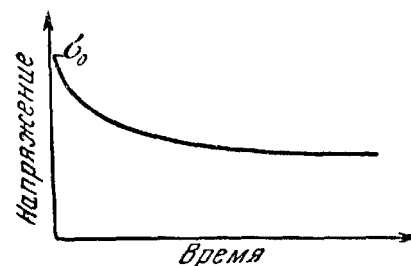


Рис. 18-10. Кривая релаксации напряжения.

Шпильки и гайки могут быть выполнены из углеродистых сталей обыкновенного качества (Ст.3, Ст.4, Ст.5), если давление среды в трубопроводах не превышает 22 ат, а температура рабочей среды 350°С. Для более высоких температур ($t > 350^{\circ}\text{C}$) используются качественные углеродистые и низколегированные стали. Качественные углеродистые стали могут применяться до температуры среды 435°С (болты и шпильки) и 480°С (гайки). Химический состав легированных сталей для крепежных деталей и температурная область их применения приведены в табл. 18-7.

Таблица 18-7

**Химический состав и температурная область применения легированных сталей
для крепежных деталей**

Марка стали	Химический состав, %								Температура рабочей среды, °С	
	Углерод	Кремний	Марганец	Хром	Молибден	Ванадий	Алюминий	Никель (менее)	Шпильки и болты	Гайки
38ХА	0,35—0,42	0,17—0,37	0,5—0,8	0,8—1,1	—	—	—	0,4	435	450
40А	0,35—0,45	0,17—0,37	0,5—0,8	0,8—1,1	—	—	—	0,4	435	450
30ХМА	0,25—0,33	0,17—0,37	0,4—0,7	0,8—1,1	0,15—0,25	—	—	0,4	440—480	до 510
25Х2МФА (ЭИ-10)	0,22—0,29	0,17—0,37	0,4—0,7	1,50—1,80	0,25—0,35	0,15—0,30	—	0,4	485—510	530
38ХМЮА	0,35—0,42	0,17—0,37	0,3—0,6	1,35—1,65	0,15—0,25	—	0,7—1,1	0,4	450—500	540

Во избежание заедания резьбы шпильки и гайки должны выполняться из разных материалов, но с близкими коэффициентами линейного расширения.

В качестве крепежного материала наиболее хорошо зарекомендовала себя сталь 25Х2МФА, которая имеет высокую релаксационную стойкость, достаточно хорошо сопротивляется тепловой хрупкости и имеет довольно высокие характеристики прочности. Стали 30ХМА и 38ХМЮА могут использоваться в менее тяжелых (чем для стали 25Х2МФА) условиях, так как они имеют меньшее сопротивление ползучести, а следовательно, обладают большей релаксационной способностью. Легированные стали для крепежных деталей применяются в термообработанном состоянии: для большинства из них наиболее высокое значение релаксационной стойкости имеет место после нормализации.

Чугун как котлостроительный материал используется для таких деталей, которые при высокой температуре несут незначительную нагрузку. Чугуны и особенно их жароупорные сорта типов «Силал» и «Чугаль» могут выдерживать без интенсивного окисления более высокие температуры и, кроме того, значительно дешевле, чем стали.

В табл. 18-8 приведен химический состав жароупорных чугунов, применяемых до 900°С, а в табл. 18-9 — значения предела прочности для серых чугунов и силала. Из табл. 18-9 видно, что чугуны выгодно использовать для деталей, работающих на изгиб (колосниковые решетки) или сжатие (опорные устройства), так как в этих случаях предел прочности чугунов выше, чем при растяжении. Чугуны находят применение для изготовления сопел обдувочных аппаратов и являются незаменимым материалом для раскатателей горелочных устройств и воздухоподогревателей котлов, работающих на сернистом топливе.

Таблица 18-8

Химический состав жароупорных чугунов

Марка	Содержание элементов, %					
	Углерод	Кремний	Марганец	Сера	Фосфор	Алюминий
Чугаль	1,2—2,0	≤5	≥0,4	—	—	22—24
Силал	2,3—2,4	5,5—6,5	0,6—0,7	0,1	0,4—0,6	—

Таблица 18-9

Механические свойства серого чугуна (ГОСТ 1412-48) и силала

Марка	12—28	15—32	18—36	21—40	24—44	28—48	35—52	35—56	38—60	Силал
Предел прочности при растяжении, кг/мм ² . . .	12	15	18	21	24	23	35	35	38	21
Предел прочности при изгибе, кг/мм ² . . .	23	32	36	40	44	48	52	56	60	40
Предел прочности при сжатии, кг/мм ² . . .	50	65	70	75	85	100	110	120	130	—

18-9. РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ
ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Таблица 18-10

Значения коэффициента η

Вид элемента и его особенности	η
Барабаны и камеры бесшовные или сварные без отверстий или с отверстиями для приварки к ним труб с помощью ниппелей:	
а) необогреваемые (вынесенные из газохода или надежно изолированные)	1,0
б) обогреваемые	0,9
Барабаны и камеры бесшовные или сварные с неукрепленными отверстиями или отверстиями под развальцовку труб:	
а) необогреваемые	0,95
б) обогреваемые	0,85
Трубы поверхностей нагрева	1,0
Трубопроводы	0,85
Днища выпуклые:	
а) глухие	1,0
б) с лазами или другими неукрепленными отверстиями	0,95
Донышки плоские приварные	0,8

Существуют два метода расчета прочности деталей: метод предельных (максимальных) напряжений и метод предельных нагрузок.

Сущность этих методов может быть выяснена из рассмотрения работы балки, свободно опирающейся концами (рис. 18-11,а). При определенной величине силы P напряжения в крайних волокнах достигнут предела текучести и в них возникнет пластическая деформация.

Однако при возникновении пластической деформации в крайних волокнах балка может продолжать нести нагрузку. Увеличение нагрузки приведет к распространению пластической деформации на средние волокна (рис. 18-11,б). Наконец, когда все сечение балки перейдет в пластическое состояние (рис. 18-11,в), балка теряет несущую способность. Такое состояние называется предельным.

В случае расчета по предельным напряжениям принимается, что нормальные напряжения в крайних волокнах не должны превышать предела текучести материала.

Очевидно, что расчет по предельным нагрузкам более экономичен, так как для детали может быть допущена бо́льшая нагрузка, чем нагрузка, соответствующая предельным напряжениям. Основные элементы паровых котлов рассчитываются по методу предельных нагрузок.

Выбор допускаемых напряжений производится в зависимости от расчетной температуры стенки сосудов (температуры металла). Для наиболее ходовых марок котельных сталей в «Нормах расчета элементов паровых котлов на прочность» даются расчетные характеристики прочности (номинальные допускаемые напряжения $\sigma_{дон}^*$) с учетом запасов прочности для соответствующей области температур металла (рис. 18-12). При расчете деталей паровых котлов необходимо еще учитывать (введением поправочного коэффициента η) особенности их конструкции и условия работы, т. е. допускаемое напряжение принимается

может быть определено как наименьшее из трех величин:

$$\sigma_{дон}^* = \frac{\sigma_B^t}{3,0};$$

$$\sigma_{дон}^* = \frac{\sigma_T^t}{1,65};$$

$$\sigma_{дон}^* = \frac{\sigma_{дл}}{1,65},$$

где $\sigma_{дл}$ — предел длительной прочности, причем последнее условие учитывается тогда, когда температура металла превышает 420° С для углеродистых, 470° С — для хромомолибденовых и 550° С — для аустенитных сталей.

$$\sigma_{дон} = \eta \sigma_{дон}^*.$$

Значения поправочного коэффициента для основных элементов котельных агрегатов даны в табл. 18-10.

В тех случаях, когда используется сталь, для которой отсутствуют данные по номинальному допускаемому напряжению, оно

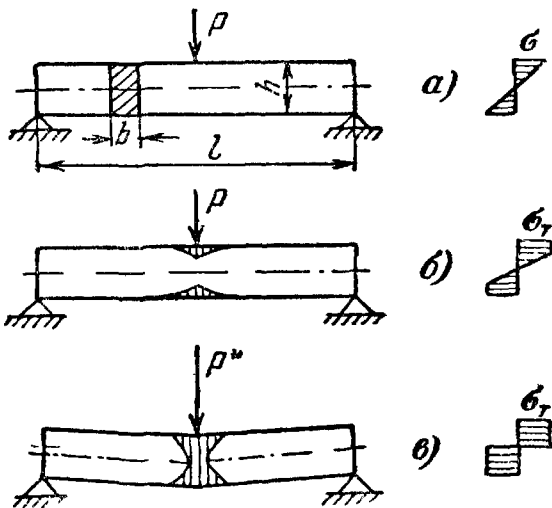


Рис. 18-11. Распределение напряжений в поперечных сечениях балки.

В табл. 18-11 приведены величины пределов длительной прочности сталей аустенитного класса¹.

Таблица 18-11

Значения пределов длительной прочности σ_{dl} кг/мм² сталей аустенитного класса для 100 000 ч работы

Температура, °С	Марка стали			
	1X14H14B2M	ЭИ-257Т 1X14H14B2MT	ЭИ-694 1X13H16B	ЭИ-695 1X13H18B2B
550	17,0	—	—	—
580	15,0	—	—	—
600	12,0	13,5	12,0	14,0
650	8,5	9,0	7,7	11,5
700	—	—	4,0	8,0

Из рис. 18-12 видно, что использование сталей аустенитного класса в температурном интервале 20—550°С вообще целесообразно не только из-за более высокой их стоимости, но и вследствие более низких значений допускаемых напряжений по сравнению с малолегированными сталями перлитного класса.

Расчет прочности цилиндрической части барабанов и камер производится по следующим формулам:

$$S = \frac{pD_s}{230\sigma_{доп}\varphi - p} + C \text{ мм} \quad (18-1)$$

(если известен внутренний диаметр сосуда) и

$$S = \frac{pD_n}{230\sigma_{доп}\varphi + p} + C \text{ мм} \quad (18-1a)$$

(если расчет ведется по наружному диаметру).

В этих формулах:

S — толщина стенки, мм;

D_s и D_n — соответственно внутренний и наружный диаметры сосуда, мм;

p — внутреннее давление, кг/см²;

$\sigma_{доп}$ — допускаемое напряжение, кг/мм², выбирается по температуре стенки;

φ — коэффициент прочности сосуда в продольном направлении, учитывающий наличие ослаблений (отверстий, сварных швов и т. п.);

¹ При $t_{cm} > 550^\circ\text{C}$ значения предела длительной прочности аустенитных сталей меньше значений предела текучести, поэтому величины последних не приводятся, так как номинальное допускаемое напряжение в этом случае определится как $\sigma_{dl}/1,65$.

C — прибавка к расчетной толщине стенки, учитывающая технологические и другие допуски, мм.

Формула (18-1) получена по предельным нагрузкам путем подстановки в условие пластичности средних значений главных напряжений (окружных σ_1 , осевых σ_2 и радиальных σ_3) (рис. 18-13).

Величины, входящие в формулы (18-1) и (18-1a), подсчитываются на основании „Норм расчета элементов паровых котлов на прочность“.

Расчетное давление p равно сумме номинального давления среды в барабане (камере) p_n и гидростатического давления столба воды над барабаном (камерой) Δp_z , т. е.

$$p = p_n + \Delta p_z \text{ кг/см}^2,$$

причем номинальное давление среды задается или подсчитывается по известной потере давления на преодоление сопротивления тракта, а гидростатическое определяется приближенно:

$$\Delta p_z \approx 0,1H \text{ кг/см}^2,$$

где H — высота столба воды над барабаном или камерой, м; учитывается при $\Delta p_z > 0,025p_n$.

Расчетная температура стенки подсчитывается следующим образом:

а) для необогреваемых барабанов экранных камер и входных камер перегревателей

$$t_{cm} = t_n \text{ } ^\circ\text{C},$$

где t_n — температура насыщения;

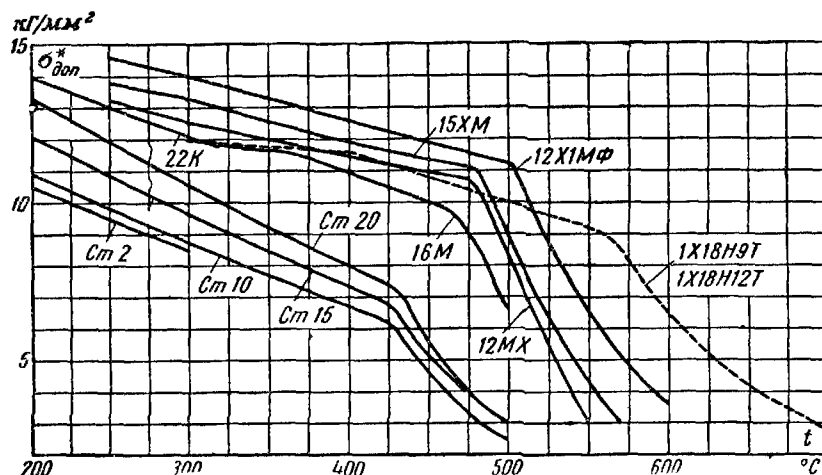


Рис. 18-12. Зависимость номинальных допускаемых напряжений от температуры.

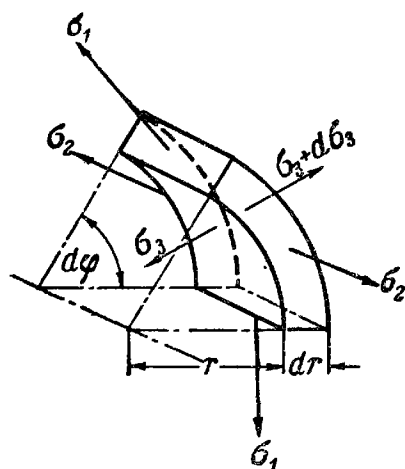


Рис. 18-13. Распределение главных напряжений в элементе цилиндрического сосуда, находящегося под внутренним давлением.

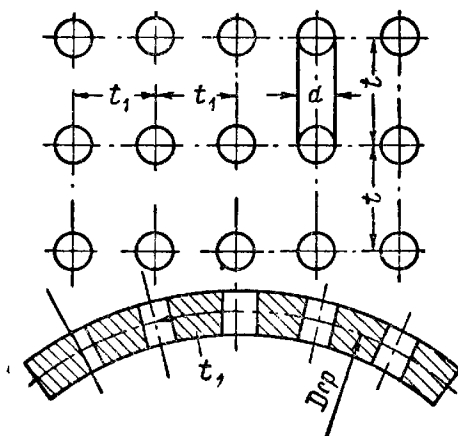


Рис. 18-14. Коридорное расположение отверстий в барабане.

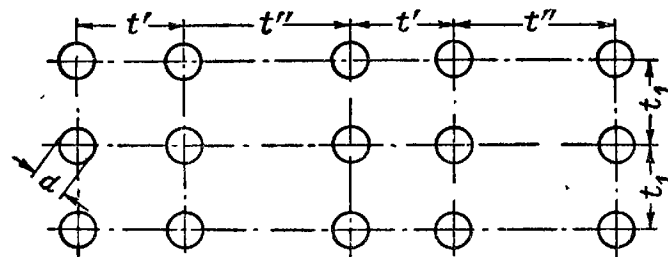


Рис. 18-15. Коридорное расположение отверстий с постоянными диаметрами при переменных шагах.

В этом случае сначала определяется коэффициент прочности в диагональном направлении

$$\varphi_{\kappa} = \frac{t_{\kappa} - d}{t_{\kappa}}, \quad (18-4)$$

где t_{κ} — шаг в диагональном направлении, мм, подсчитываемый по известным значениям расстояния между смещенными продольными рядами a и расстояния между поперечными рядами b_1 :

$$t_{\kappa} = a \sqrt{1 + n^2}, \quad (18-5)$$

причем $n = \frac{b_1}{a}$.

Коэффициент φ_{κ} приводится к продольному направлению:

$$\varphi_{np} = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{0,75}{(1 + n^2)^2}}} \cdot \varphi_{\kappa} = k \varphi_{\kappa}. \quad (18-6)$$

Величина k может быть определена по графику (рис. 18-17) по известному значению $n = \frac{b_1}{a}$.

В общем случае шахматного расположения отверстий, когда расстояние между поперечными рядами переменное и диаметр отверстий неодинаков (рис. 18-18), определяются приведенные коэффициенты прочности:

$$\varphi_{np1} \text{ по } \varphi_{\kappa1} = \frac{t_{\kappa1} - 0,5(d_1 + d_2)}{t_{\kappa1}} \text{ и } n_1 = \frac{b_1}{a}$$

$$\text{и } \varphi_{np2} \text{ по } \varphi_{\kappa2} = \frac{t_{\kappa2} - 0,5(d_1 + d_2)}{t_{\kappa2}} \text{ и } n_2 = \frac{b_2}{a}.$$

Для коридорного расположения отверстий с переменными шагами (рис. 18-15) в расчет вводится полусумма наименьшего и наибольшего коэффициентов прочности. При разных диаметрах отверстий в формулы (18-2) и (18-3) вводится среднеарифметическое значение диаметров.

б) Шахматное расположение отверстий (рис. 18-16).

Если барабан имеет ослабления нескольких видов, вычисляются коэффициенты прочности φ и φ_{np} для каждого из ослаблений и в качестве расчетного принимается наименьшая из величин φ^{min} , которая должна удовлетворять условию

$$2\varphi_1^{min} \geq \varphi^{min}, \quad (18-7)$$

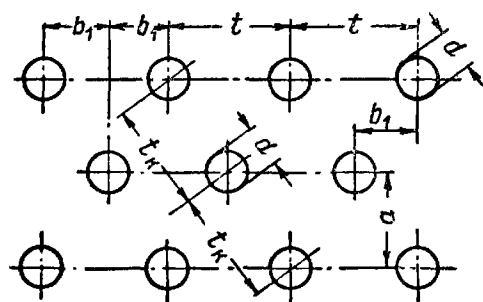


Рис. 18-16. Шахматное расположение отверстий с постоянными шагами и диаметрами.

где φ_1^{min} — минимальный коэффициент прочности в поперечном направлении. Если условие (18-7) не выполняется, то в формулы (18-1) и (18-1a) вместо φ вводится $2\varphi_1$.

При конструировании барабанов и камер необходимо стремиться к тому, чтобы величины коэффициентов прочности в продольном направлении были как можно больше. Не допускается, чтобы значения φ , φ_1 или φ_k были меньше 0,3.

Если ослабления состоят только из двух рядов отверстий, то коэффициенты прочности определяются из выражений:

$$\varphi = \frac{t-d}{t-0,6d};$$

$$\varphi_1 = \frac{t_1-d}{t_1-0,3d};$$

$$\varphi_k = \frac{t_k-d}{t_k-0,4d}.$$

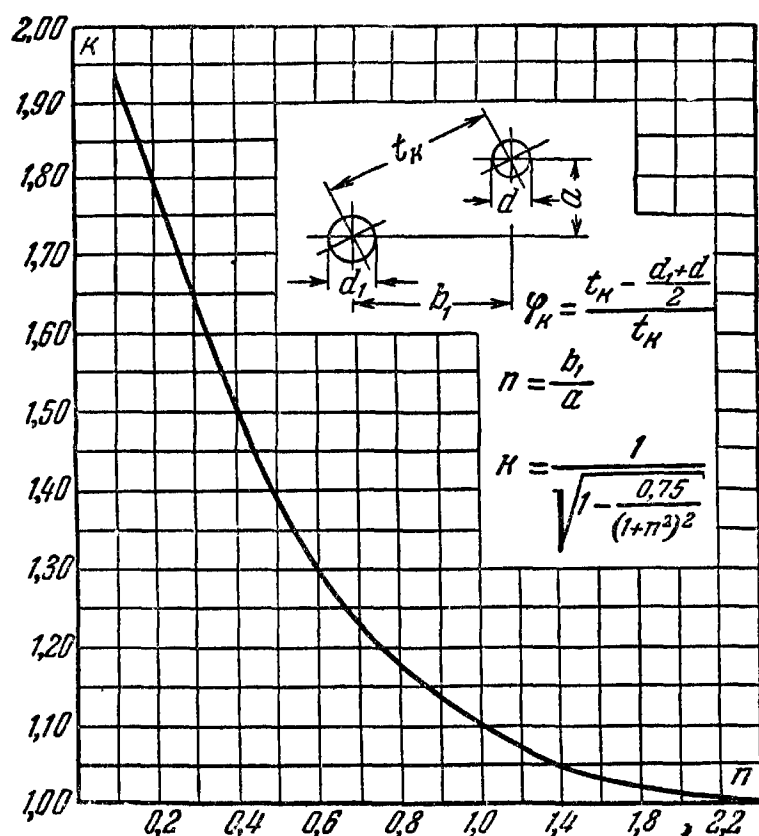


Рис. 18-17. Величина k для определения приведенного коэффициента прочности.

Ослабления в барабане создаются не только отверстиями под трубки, но и сварными швами. Для барабанов, стыковые швы которых выполняются автоматической сваркой под слоем флюса с двусторонним проваром, коэффициент прочности сварного шва $\varphi_{св}$ принимается равным единице.

Величина прибавки C принимается в зависимости от расчетной толщины стенки $S_p = S - C$.

Для цилиндрической части барабана

при $S_p < 40$ мм $C = 1$ мм

при $S_p \geq 40$ мм $C = 0$.

Для камер

$$C = AS_p,$$

где A — коэффициент, зависящий от минусового допуска на толщину стенки трубы t (табл. 18-12).

Таблица 18-12

Значения коэффициентов A

Минусовый допуск на толщину стенки t , %	-15	-10	-5
A	0,18	0,11	0,05

Барабаны, имеющие длину цилиндрической части более 8 м, должны проверяться на изгиб. Весовую нагрузку на барабан (собственный вес барабана, вес воды, изоляции, сепарирующих устройств, части экранных и кипяtilьных труб) можно рассматривать как равномерно распределенную, а барабан — как свободно опертую балку.

Изгибное напряжение в барабане

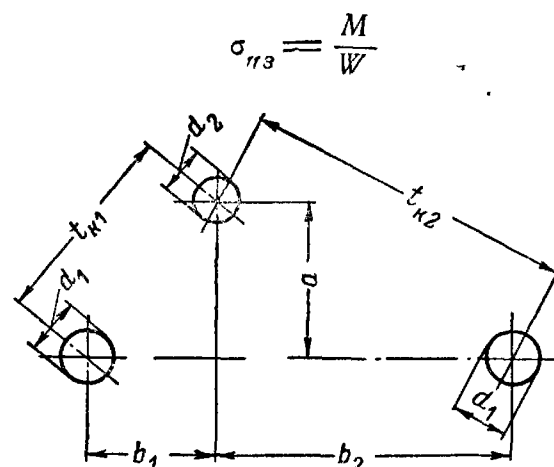


Рис. 18-18. Шахматное расположение отверстий с переменными шагами и диаметрами.

определяется как для сечения, в котором действует максимальный изгибающий момент M , так и для сечения с минимальным моментом сопротивления.

Момент сопротивления W должен подсчитываться с учетом смещения центра тяжести сечения относительно геометрического центра (за счет несимметричного расположения отверстий по отношению к главным осям).

Расчет труб производится по формуле

$$S = \frac{pD_n}{2\beta\sigma_{don} + p} + C[\text{мм}]. \quad (18-8)$$

Расчетное давление складывается из номинального давления среды p_n и гидростатического давления столба воды над рассматриваемой точкой трубы Δp_z . Последнее учитывается при $\Delta p_z > 0,025 p_n$.

Расчетная температура определяется в зависимости от назначения труб:

а) кипяtilьные трубы

$$t_{cm} = t_n + 60^\circ \text{C};$$

б) трубы водяного экономайзера

$$t_{cm} = t_{cp} + 30^\circ \text{C};$$

в) трубы пароперегревателя

$$t_{cm} = t_{cp} + \Delta t_{раз} + \mu \left(\frac{q}{\alpha_2} \beta + \frac{q}{1000} \cdot \frac{S}{\lambda} \cdot \frac{\beta}{\beta + 1} \right);$$

г) трубопроводы перегретого и насыщенного пара

$$t_{cm} = t_{cp}.$$

В этих формулах приняты следующие обозначения:

t_n — температура насыщения, $^\circ\text{C}$;

t_{cp} — номинальная температура среды, $^\circ\text{C}$;

$\Delta t_{раз}$ — превышение температуры пара в отдельных змеевиках над средней, вызываемое тепловым или гидродинамическим перекосами по ширине газхода, $^\circ\text{C}$;

q — наибольшая удельная тепловая нагрузка, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$;

α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к пару, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$;

λ — коэффициент теплопроводности материала трубы, $\text{ккал}/\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$;

S — толщина стенки трубы, мм ;

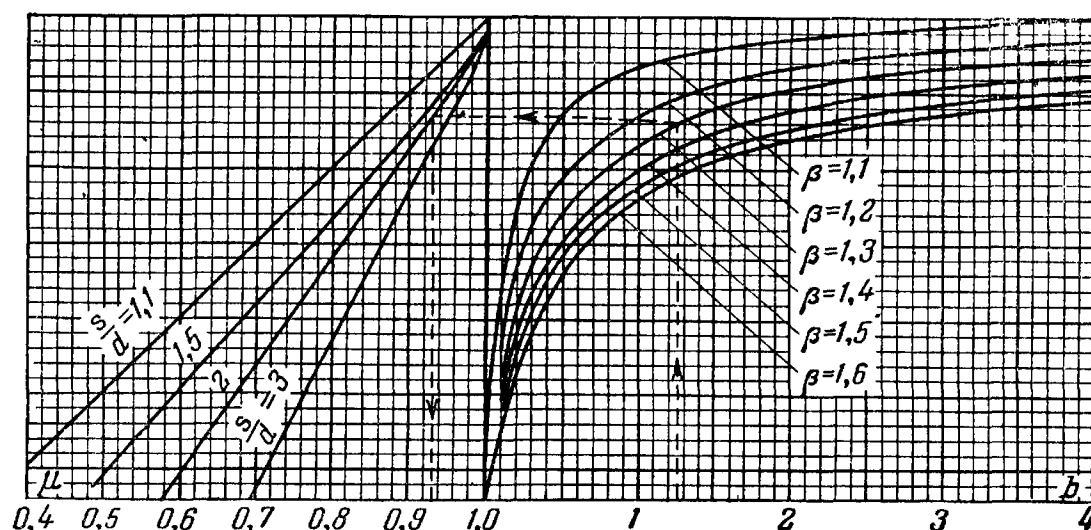


Рис. 18-19. Коэффициент растечки тепла для экранных труб.

μ — коэффициент растечки тепла по окружности трубы;

$\beta = \frac{D_n}{D_s}$ — отношение наружного диаметра к внутреннему.

Величина прибавки C определяется, как для камер, и не должна быть менее 0,5 мм.

Коэффициент растечки тепла для экранных труб определяется по графику на рис. 18-19, а для пароперегревательных труб — по рис. 18-20. При пользовании графиками предварительно вычисляется параметр $b = \frac{\alpha_2 D_n}{2\beta\lambda}$.

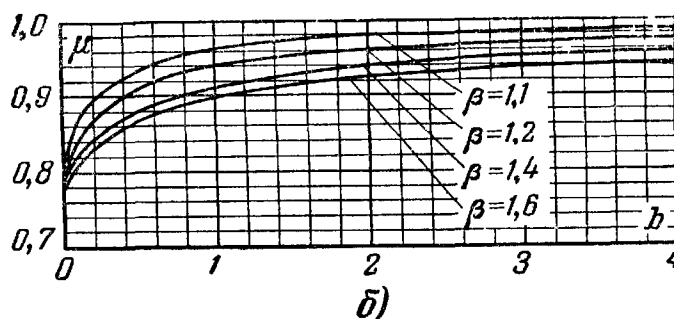
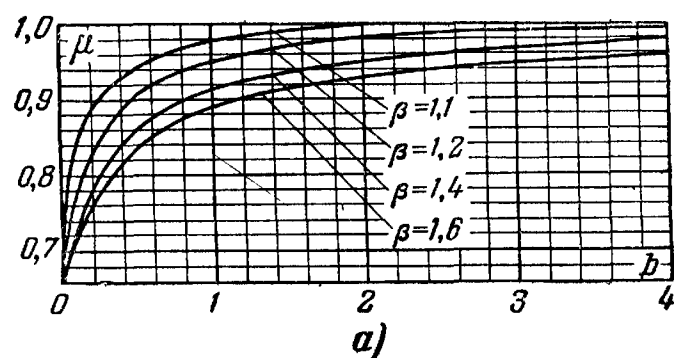


Рис. 18-20. Коэффициент растечки тепла для пароперегревательных труб.

а — трубы первых рядов нефесогнированных пучков;
б — трубы третьего и последующих рядов пучков.

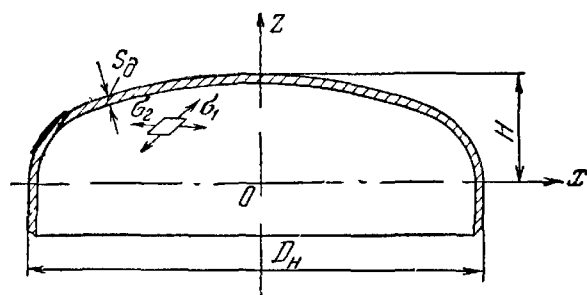


Рис. 18-21. Распределение напряжений в эллиптическом днище.

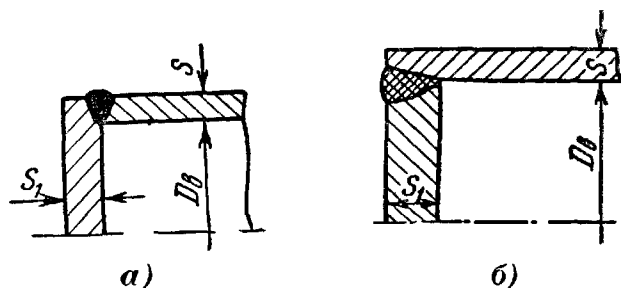


Рис. 18-22. Плоские доньшки камер.
а — приваренное к трубе; б — вваренное в трубу.

Расчет эллиптических днищ барабанов. Формула для расчета эллиптических днищ

$$S_d = \frac{pD_0}{40\sigma_{дон}z - p} \cdot \frac{D_0}{2H} + C_d \text{ мм} \quad (18-9)$$

получена по методу предельных нагрузок при использовании условия пластичности для плоского напряженного состояния, в которое подставляются средние значения главных напряжений σ_1 , действующего в меридианальном направлении и σ_2 — в широтном направлении (рис. 18-21). Третье главное напряжение (σ_3) не учитывается, так как при этом получается громоздкая расчетная формула.

В формуле (18-9) введены следующие обозначения:

S_d — толщина стенки днища, мм;

H — высота выпуклой части до внутренней поверхности, мм;

$z = 1 - \frac{d}{D_0}$ — коэффициент, учитывающий ослабление дна отверстием (d — наибольший размер отверстия);

C_d — прибавка к расчетной толщине, мм.

Остальные обозначения — те же, что и в формуле (18-1).

Расчетное давление, температура и допускаемое напряжение подсчитываются, как для цилиндрической части барабана.

Прибавка к расчетной толщине днища выбирается из следующих условий:

$$S_d^p \leq 10 \text{ мм}; C_d = 3 \text{ мм};$$

$$10,5 \leq S_d^p \leq 20 \text{ мм}; C_d = 20 \text{ мм};$$

$$20,5 \leq S_d^p \leq 30 \text{ мм}; C_d = 1 \text{ мм};$$

$$S_d^p \geq 30,5 \text{ мм}; C_d = 0,$$

причем $S_d^p = S_d - C_d$.

Для днищ с переменной толщиной стенки расчетная толщина S_d^p должна быть не более

$$0,5(S + S'_d),$$

где S — толщина цилиндрической части;

S'_d — максимальная толщина днища.

Расчет плоских доньшек круглых камер (рис. 18-22) производится по формуле, полученной также по предельным нагрузкам:

$$S_1 = \frac{0,93S}{1 - 0,43d} \sqrt{\frac{0,19pD_0^2}{100\sigma_{дон}S^2} - 1} \text{ мм}, \quad (18-10)$$

где S_1 — толщина плоского доньшка, мм;

S — толщина стенки камеры, мм;

d — диаметр центрально расположенного отверстия в доньшке, мм.

Другие обозначения — те же, что и для камер.

Если в результате расчета получается $S_1 < S$, то должно быть принято $S_1 = S$.

ГЛАВА ДЕВЯТНАДЦАТАЯ

ПАРООБРАЗУЮЩИЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

19-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В современном энергетическом котле все стены топочной камеры закрыты экранами. В котлах среднего давления — это в основном паробразующие (испарительные) поверхности нагрева. В котлах высокого и сверхвысокого давления значительную часть поверхности

топочных экранов составляют радиационный пароперегреватель и отчасти радиационный экономайзер. В котлах с закритическим давлением экранная поверхность служит для подогрева воды и перегрева пара. В энергетических котлах естественной циркуляции с докритическим давлением практически вся испарительная поверхность размещается в топочной ка-

мере. Доля конвективной поверхности невелика — это обычно фесгонные трубы, являющиеся продолжением экранных труб. Только котлы небольшой производительности сохранили конвективные пучки в качестве основной испарительной поверхности нагрева.

В большинстве конструкций прямоточных котлов конечная часть испарительной поверхности (переходная зона) размещается в конвективном газоходе. Переходная зона конструктивно выполняется так же, как и другие конвективные поверхности с принудительным движением рабочего тела.

В котлах с естественной циркуляцией испарительные экраны конструктивно отличаются от перегревателей. В отечественных прямоточных котлах, напротив, конструктивное выполнение как испарительных, так и перегревателей экранных поверхностей часто одинаково. Вообще же существует большое разнообразие в конструкциях экранных поверхностей нагрева.

Экранная поверхность исторически возникла как защита обмуровки от высокой температуры топочных газов. Снижение температуры обмуровки, упрощение и удешевление ее конструкции наряду с увеличением надежности ее работы остается одной из важных задач при конструировании современного котлоагрегата.

Температура внутренней поверхности топки определяется лучистым теплообменом между факелом, обмуровкой и трубами. В этих условиях температура обмуровки находится между температурой факела и температурой экранных труб.

На рис. 19-1 приведены кривые изменения температуры обмуровки в зависимости от шага труб и температуры факела. При расположении труб с небольшим шагом ($s/d \leq 1,25$) температура обмуровки очень близка к температуре металла тыльной части труб. Следовательно, чем теснее расположены трубы (меньше шаг), тем облученность обмуровки меньше и ее температура ниже. При приближении труб к обмуровке ее средняя температура также уменьшается, хотя температура обмуровки в промежутках между трубами возрастает вследствие усиления прямого излучения факела.

Уменьшение шага труб приводит к увеличению веса поверхности нагрева. Эффективность использования трубной поверхности экрана (рис. 10-5). При настенном экранировании наибольший коэффициент, равный еди-

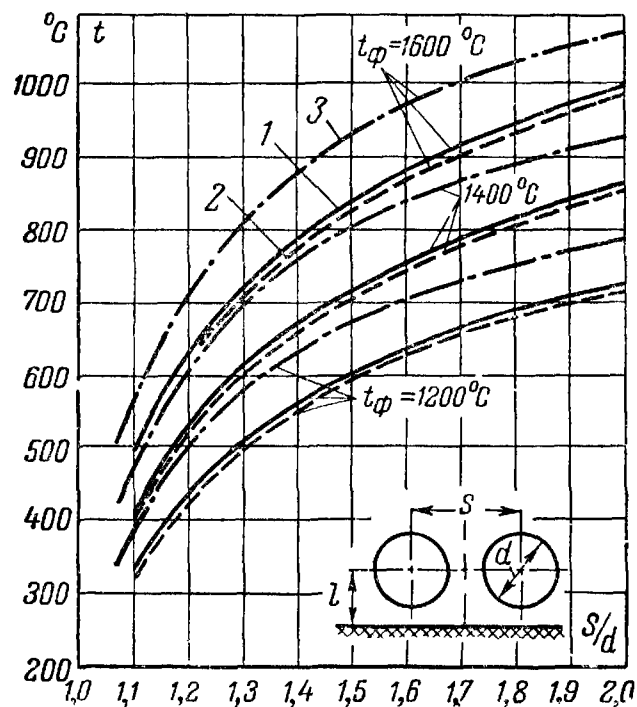


Рис. 19-1. Изменение температуры обмуровки в зависимости от шага труб и их расстояния от обмуровки (при $d = 60$ мм).
1, 2, 3, — расстояния от центра трубы до обмуровки, соответственно равны: 60, 50 и 30 мм.

нице, получается при расположении труб вплотную, т. е. с шагом, равным диаметру трубы. При увеличении шага труб вначале происходит лишь небольшое снижение коэффициента облученности. Так, при увеличении s_1/d до 1,5 коэффициент облученности снижается на 5%. При дальнейшем увеличении s_1/d этот коэффициент падает более сильно:

Между радиационной и действительной поверхностью нагрева существует следующее соотношение:

$$\frac{H_0}{H_x} = \frac{\pi d n l}{n s_1 l x} = \frac{\pi}{\frac{s_1}{d} x}. \quad (19-1)$$

В этом уравнении x связано с отношением s_1/d по кривым на рис. 10-5.

По уравнению (19-1) и значению коэффициента облученности построена зависимость отношения $\frac{H_0}{H_x}$ от s_1/d (рис. 19-2). Из рис. 19-2

видно, что, например, при увеличении шага от значения, равного диаметру, до шага, равного двум диаметрам H_0 снижается в 1,75 раза при одной и той же величине радиационной поверхности. При этом наибольшее снижение размера действительной поверхности нагрева имеет место при увеличении шага от 1 до 1,5 диаметров трубы.

Большой шаг экранных труб (s_1/d до 2) применяют лишь при экранировании слоевых

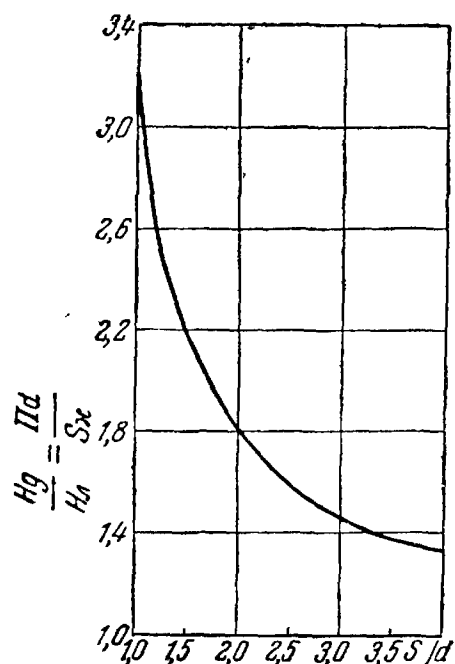


Рис. 19-2. Отношение действительной поверхности к радиационной в зависимости от относительного шага.

топок. В камерных топках экранные трубы располагают с меньшим шагом, величина которого для мощных котлов обычно находится в пределах $s_1/d = 1,05 \div 1,25$. Тесное расположение труб в этом случае дает возмож-

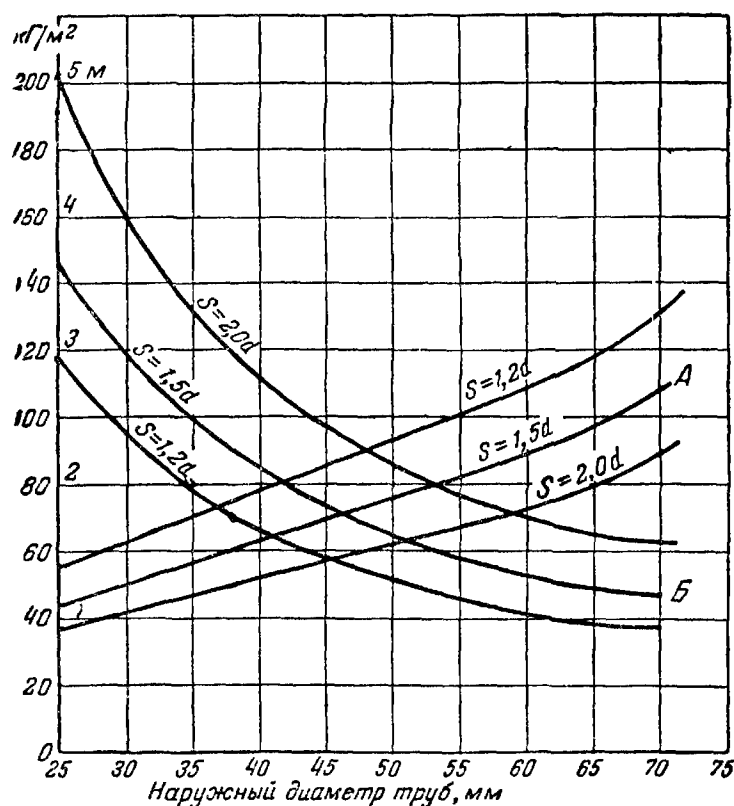


Рис. 19-3. Вес экранных труб и ширина трубной ленты.

А — вес труб, экранирующих 1 м^2 стенки, в зависимости от шага и диаметра, для котла с давлением 100 атм ; Б — ширина трубной ленты при расходе 100 т/ч и $\omega\gamma = 1000 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$.

ность упростить конструкцию обмуровки и уменьшить опасность шлакования.

Другой характеристикой экранных поверхностей нагрева является отношение веса экранов к радиационной поверхности нагрева, которое выражается следующим образом

$$\frac{G_{\text{экp}}}{H_n} = \frac{\pi (d_n^2 - d_{\text{вн}}^2) \gamma_m}{4s_1 x}. \quad (19-2)$$

Толщина стенки трубы $\frac{d_n - d_{\text{вн}}}{2} = \delta$ подсчитывается из условия прочности по формуле (18-8). Только при низких давлениях она устанавливается из технологических соображений по изготовлению труб.

На рис. 19-3 приведена зависимость изменения веса экранной поверхности от диаметра труб, откуда видно, что с уменьшением диаметра труб (при данном внутреннем давлении) вес квадратного метра радиационной поверхности нагрева снижается. Таким образом, уменьшение диаметра труб является эффективным средством снижения веса поверхностей нагрева. Однако при проектировании экранных поверхностей нагрева приходится руководствоваться и другими соображениями (обеспечением надежной работы испарительных труб и пр.).

Надежная работа испарительных труб котлов принудительной циркуляции может быть обеспечена при определенной весовой скорости рабочего тела ($\omega\gamma$). При заданной паропроизводительности котла и принятом значении весовой скорости ширина трубной ленты с уменьшением наружного диаметра труб увеличивается, как показано на рис. 19-3.

В котлах большой производительности ширина трубной ленты по сравнению с указанной на рис. 19-3 соответственно увеличивается. При большой ширине ленты трудно обеспечить равномерное тепловосприятие всех труб, что вносит ограничение в выборе минимального диаметра труб.

Конструктивно экранные поверхности нагрева должны быть увязаны с топочными устройствами: механическими решетками, горелками, циклонными предтопками и пр. При этом должны быть обеспечены надежное крепление, а также свободное термическое расширение труб и высокая плотность обмуровки в местах их прохода. Конструкции экранных поверхностей должны допускать монтаж крупными блоками с целью ускорения и удешевления его.

19-2. ПАРООБРАЗУЮЩИЕ ЭКРАНЫ КОТЛОВ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Конструкция парообразующих экранов в первую очередь должна обеспечить надежную циркуляцию, которая зависит от величины полезного напора и степени равномерности обогрева экранных труб. Удельный полезный напор определяется давлением в контуре, величиной тепловосприятия и диаметром экранных труб.

С увеличением тепловосприятия повышается паросодержание в подъемных трубах и соответственно уменьшается удельный вес пароводяной смеси, что приводит к увеличению удельного движущего напора в циркуляционном контуре. Вместе с этим увеличивается и сопротивление паросодержащих труб за счет роста скорости пароводяной смеси. В результате полезный напор с увеличением w_0'' вначале растет, а затем падает (рис. 19-4). Снижение полезного напора с возрастанием паросодержания начинается раньше, если скорость циркуляции больше. В большинстве конструкций котлов циркуляционные контуры работают в области с восходящим значением $P_{пол}$. Работа на нисходящей ветви кривой полезного напора менее надежна, особенно при сбросах давления в котле.

Последнее объясняется тем, что дополнительное парообразование в подъемных трубах за счет тепла, аккумулированного в них, в этом случае приводит к снижению полезного напора и, следовательно, к ухудшению циркуляции.

С повышением рабочего давления в котле движущий напор в циркуляционном контуре снижается как за счет уменьшения разницы удельных весов пара и воды, так и вследствие снижения приведенной скорости пара.

Приведенная скорость пара при равном обогреве экрана Q_p уменьшается с увеличением произведения $r\gamma''$:

$$w_0'' = \frac{Q_p}{3600 F r \gamma''}, \quad (19-3)$$

где F — сечение экранных труб, m^2 .

На основании написанного уравнения может быть найдено отношение значений приведенной скорости пара при одном и том же обогреве и разных давлениях:

$$\frac{(w_0'')_p}{(w_0'')_{40}} = \frac{(r\gamma'')_{40}}{(r\gamma'')_p}, \quad (19-4)$$

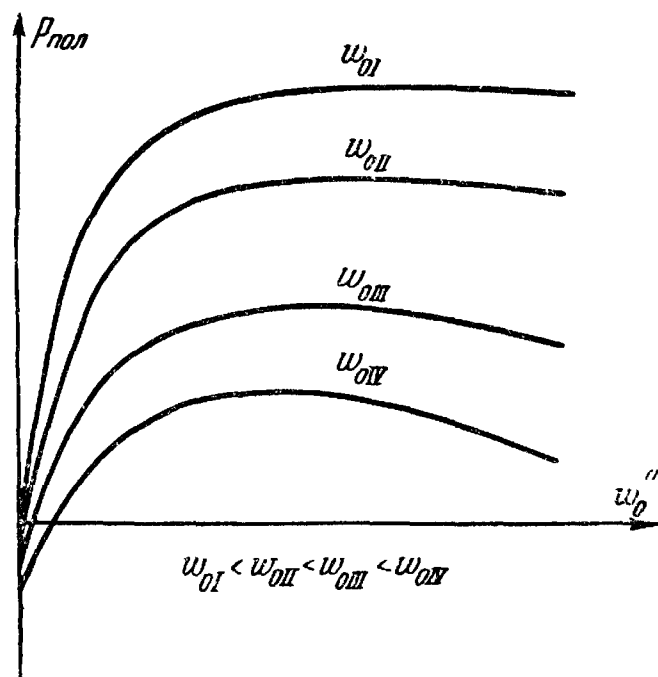


Рис. 19-4. Изменение полезного напора в зависимости от приведенной скорости пара и скорости циркуляции.

где индексы p и 40 относятся к произвольному давлению и давлению, равному 40 атa. По этому уравнению построена кривая (рис. 19-5), показывающая, как изменяется приведенная скорость пара при разных давлениях по отношению к давлению 40 атa.

Относительное изменение удельного полезного напора от давления, подсчитанное с учетом изменения приведенной скорости пара, показано на рис. 19-6.

В результате снижения полезного напора ухудшается циркуляция. Для того чтобы компенсировать это, в котлах высокого давления снижают сопротивление опускающих труб пу-

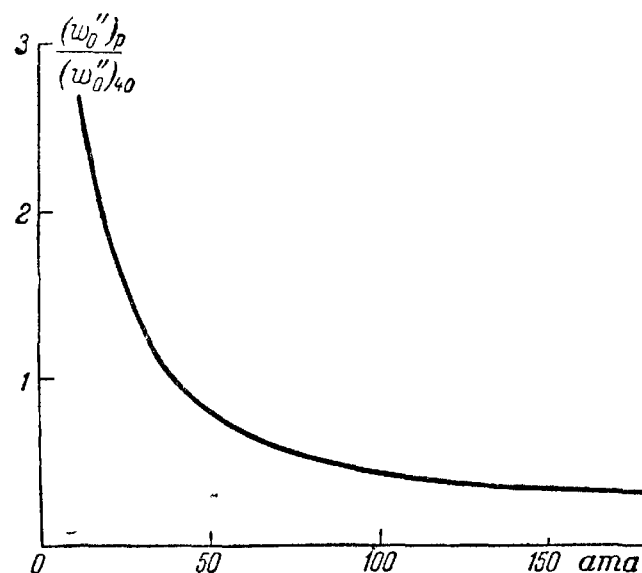


Рис. 19-5. Относительное изменение приведенной скорости пара с изменением давления.

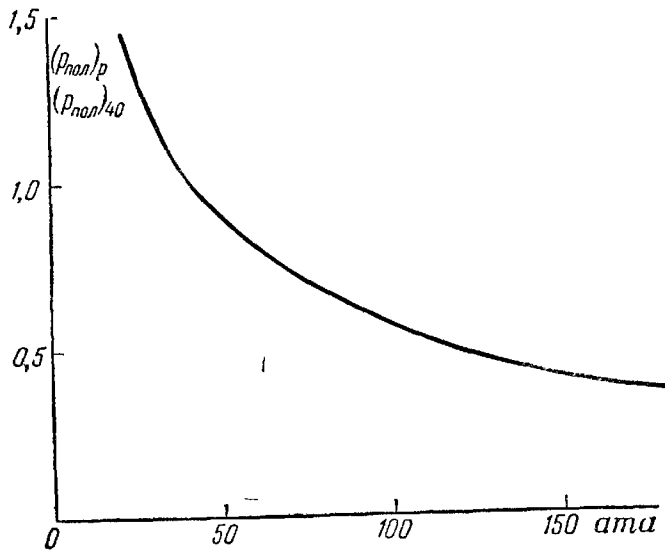


Рис. 19-6. Относительное изменение удельного полезного напора от давления (при $w_0 = 1,0$ м/сек; $w_0'' = 1,0$ м/сек; $p = 40$ атм).

тем увеличения их суммарного сечения. Так, в котлах среднего давления сечение опускающих труб обычно составляет 20—30% по отношению к сечению подъемных труб, а в котлах высокого и сверхвысокого давления оно доходит до 50%.

При выполнении экранов из труб малого диаметра приведенная скорость пара повышается. Действительно, приведенная скорость пара в конце обогреваемых труб при одних и тех же обогреве и периметре стен топki равна:

$$w_0'' = \frac{Q_p}{3600 Fr \gamma''} \quad (19-5)$$

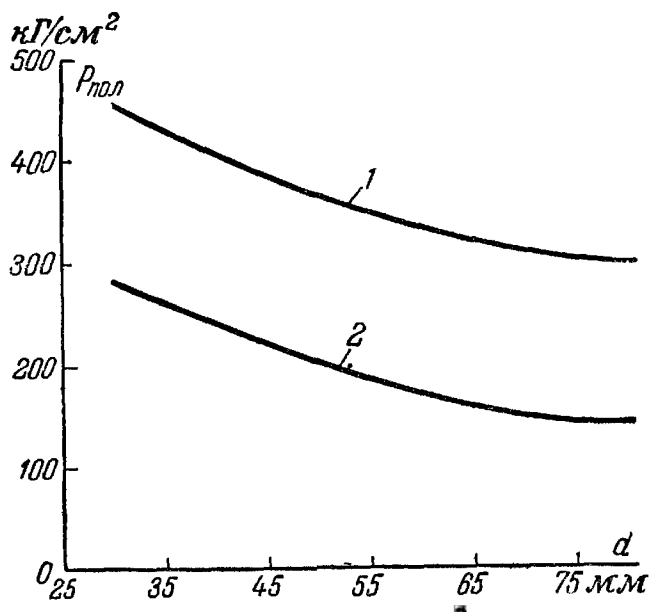


Рис. 19-7. Зависимость полезного напора от диаметра труб при постоянном значении радиационной поверхности и тепловосприятости для котла 230 т/ч; $p = 110$ атм.
1 — $w_0 = 0,5$ м/сек; 2 — $w_0 = 1,0$ м/сек.

Сечение подъемных труб определяется их количеством и внутренним диаметром:

$$F = \frac{\pi}{4} d_{вн}^2 n. \quad (19-6)$$

В свою очередь количество параллельных труб при данных периметре топki (S м) и относительном шаге (s_1/d_n) равно:

$$n = \frac{S}{\frac{s_1}{d_n} d_n}. \quad (19-7)$$

После подстановки в уравнение (19-5) значений F и n получим:

$$w_0'' = \frac{Q_p s_1 / d_n b}{2820 S \gamma'' r d_{вн}}, \quad (19-8)$$

где $b = \frac{d_n}{d_{вн}}$ — отношение наружного и внутреннего диаметров экранных труб.

Из последнего уравнения следует, что приведенная скорость пара растет прямо пропорционально уменьшению диаметра, следовательно при уменьшении диаметра труб движущий напор растет. Наряду с этим увеличивается сопротивление паросодержащих труб за счет как возрастания w_0'' , так и увеличения коэффициента трения $\frac{\lambda l}{d}$. При работе на восходящей ветви циркуляционной характеристики уменьшение диаметра экранных труб приводит к увеличению полезного напора (рис. 19-7). Поэтому применение экранных труб с небольшим внутренним диаметром в определенном диапазоне скоростей циркуляции и приведенной скорости пара (что имеет место обычно при высоком давлении) улучшает циркуляционные характеристики.

Необходимая надежность циркуляции достигается соответствующим выбором сечения опускающих труб и выполнением экранов в виде простых циркуляционных контуров, состоящих из высоких и узких панелей.

На рис. 19-8 показаны схемы экранных контуров некоторых отечественных котлов в порядке их ввода в эксплуатацию. Из этой схемы видно, что сложные циркуляционные схемы старых конструкций котлов значительно упростились. В дальнейшем уже в котлах среднего давления отказались от установки промежуточных коллекторов и стали широко применять секционирование контуров циркуляции. В современных конструкциях отказались

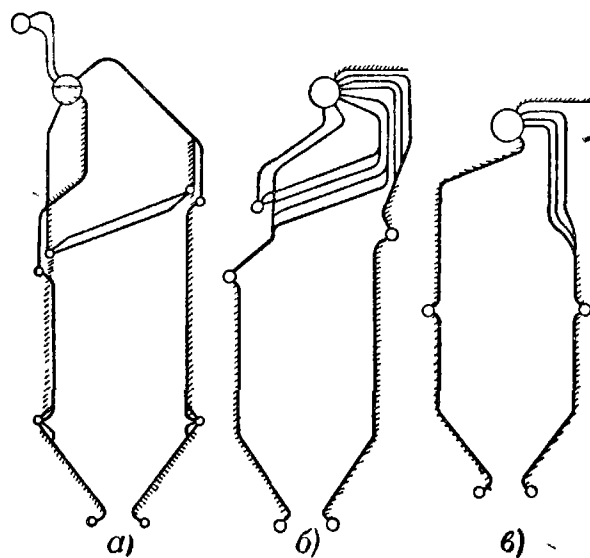


Рис. 19-8. Схемы экранных контуров некоторых котлов естественной циркуляции.

а — секционный котел ЛМЗ; б — котел КО-III;
в — котел ТКП-3.

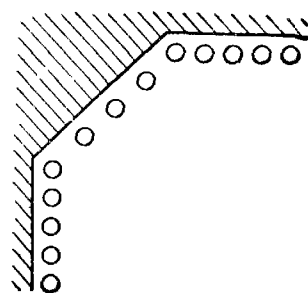


Рис. 19-10. Расположение экранных труб в углу топки.

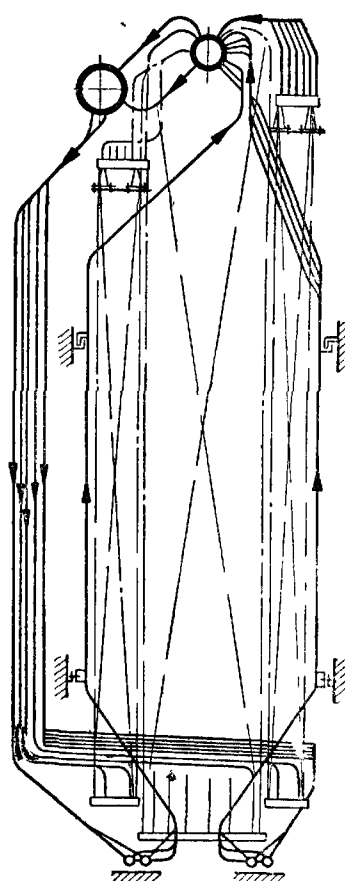


Рис. 19-9. Схема циркуляционных контуров котла ТП-170-1.

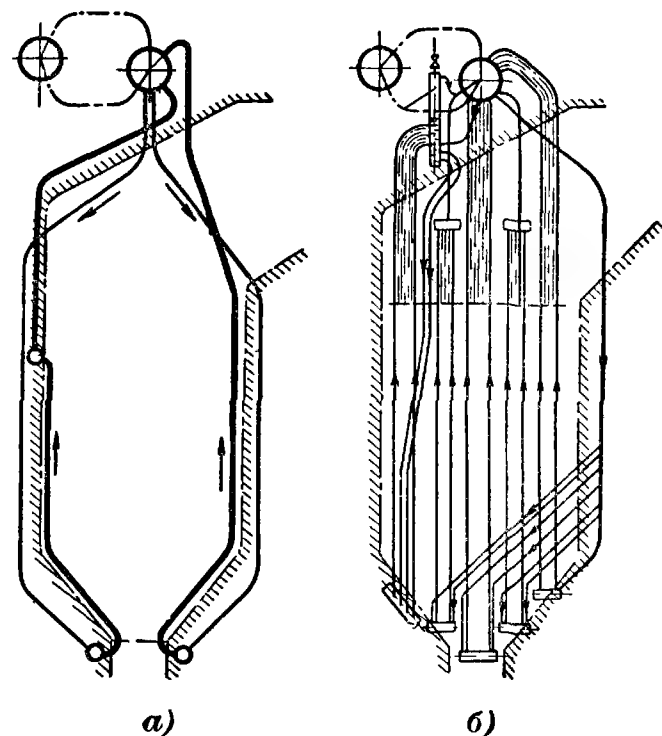


Рис. 19-11. Схема циркуляционных контуров котла ТП 240.

а — схема фронтального и заднего экранов; б — схема бокового экрана.

от слабонаклонных и горизонтальных участков испарительных труб (рис. 19-9). Для увеличения тепловосприятия угловых труб их вводят в топочную камеру, как показано на рис. 19-10.

Циркуляционная схема экранов современного котла сверхвысокого давления приведена на рис. 19-11. Боковые экраны разбиты на пять независимых контуров в каждом; задний экран состоит из трех, а фронтальной — из девяти независимых контуров. Значительное секционирование фронтального экрана объясняется ухудшенными условиями циркуляции вследствие его малой высоты. Фронтальной экран занимает только около половины высоты топки, так как верхняя часть фронтальной стенки занята радиационным пароперегревателем.

В котлах большой мощности обычным элементом становятся двухсветные экраны. На рис. 19-12 показана схема расположения двухсветного экрана, который делит топку на две части.

Двухсветный экран обычно выполняется с окнами, поскольку без них его надо выполнить настолько жестким, чтобы он противостоял значительному перепаду давлений между частями топочной камеры при нарушении процесса горения.

Двухсветные экраны могут располагаться параллельно фронту котла (рис. 19-13). В этом случае двухсветный экран образует второй свободный газоход, остальные стенки которого экранируются как испарительными, так и перегревательными поверхностями нагрева. Разделенные экраном части топочной камеры сообщаются внизу, поэтому перепад давлений между ними небольшой.

В котлах среднего давления обычно применяются трубы с размером $(d_n \times \delta)$, равным $83 \times 3,5$, а в котлах высокого и сверхвысокого давления с целью уменьшения веса экранов используют трубы диаметром 76×6 и 60×5 .

В большинстве своем экраны выполняются из гладких труб. В котлах с жидким шлакоудалением часть топочной камеры закрывается шиповыми экранами. К трубам в шахматном порядке привариваются металлические шипы диаметром 10 и длиной 30—40 мм (рис. 19-14). Эти шипы предназначены для лучшего удержания огнеупорной обмазки, которой покрываются трубы. Трубы экранных контуров соединяются коллекторами, реже они соединяются непосредственно с барабаном котла.

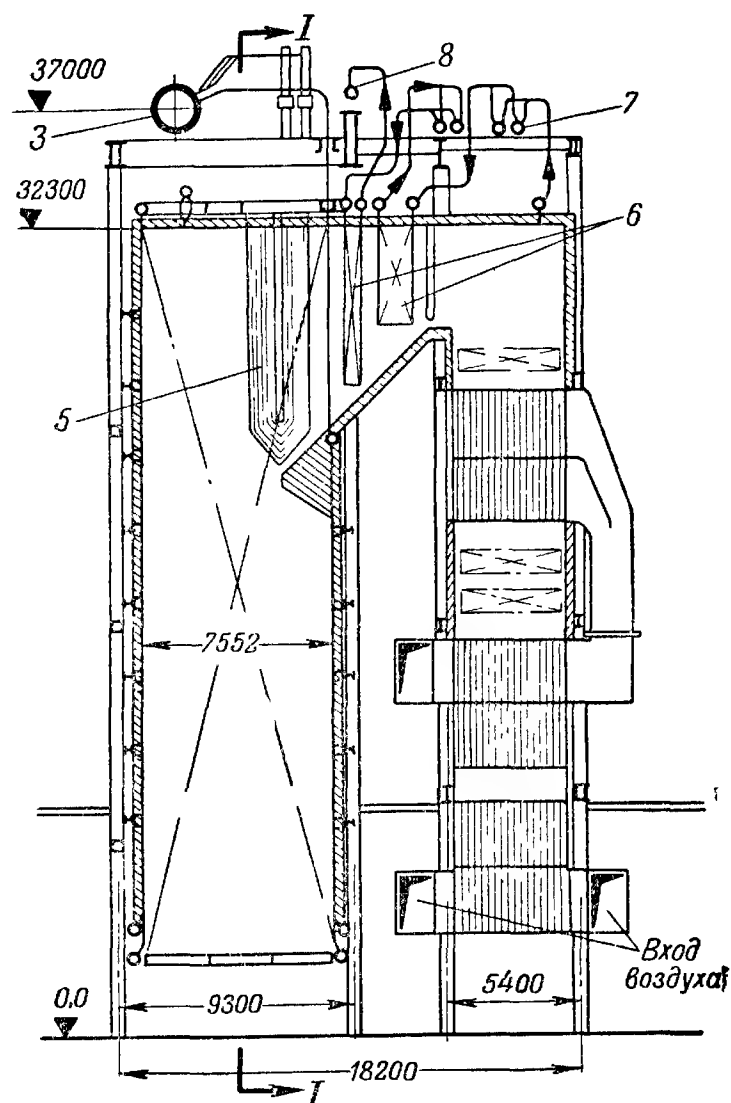


Рис. 19-12. Котел ТП-80 с двухцветным экраном.

1 — пылеугольная горелка; 2 — двухцветный экран; 3 — барабан; 4 — выносной циклон; 5 — ширмовый пароперегреватель; 6 — конвективный пароперегреватель; 7 — впрыскивающий парохладитель; 8 — паросборник.

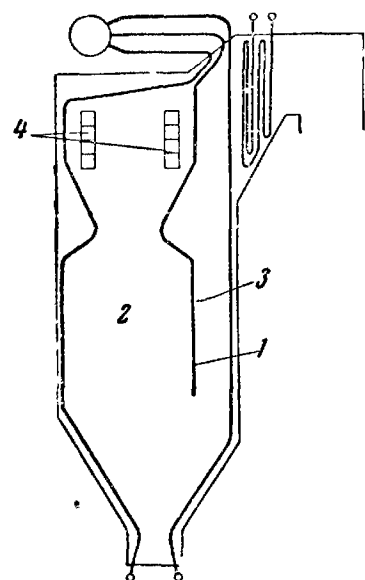


Рис. 19-13. Топка котла чехословацких котлостроительных заводов.
1 — двухцветный экран; 2 — топка; 3 — свободный газосход; 4 — горелки.

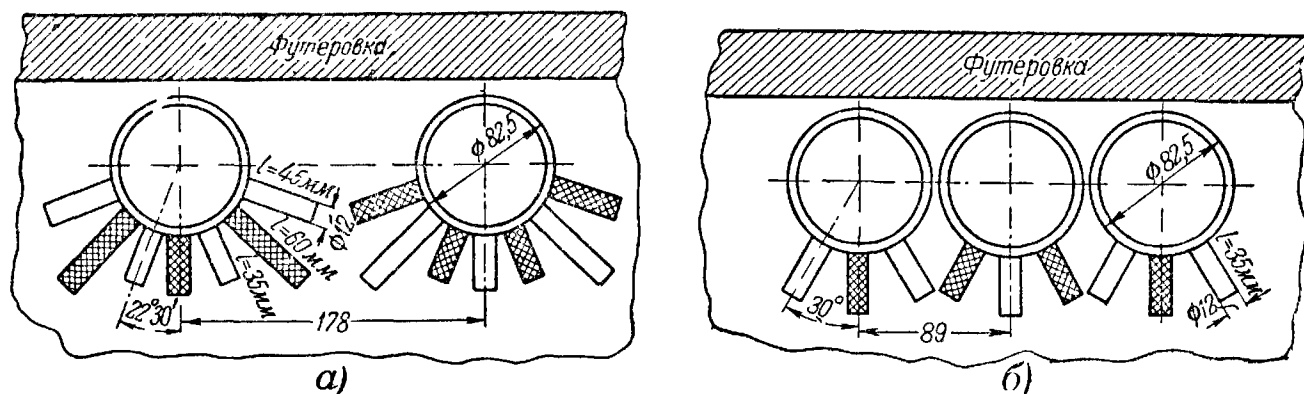
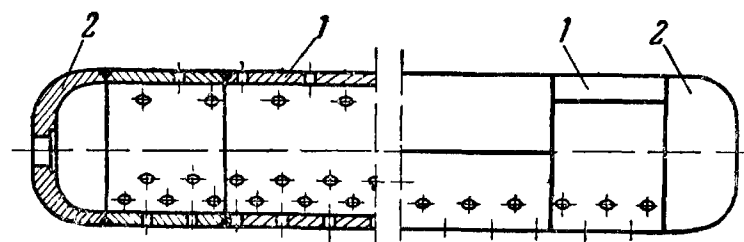


Рис. 19-14. Конструкция шипового экрана.

а — с большим шагом; б — с малым шагом.

Рис. 19-15. Конструкция сварного барабана.

1 — цилиндрическая обечайка; 2 — днища.



Барабан представляет собой полый цилиндр со сферическими днищами (рис. 19-15). Диаметр барабана выбирается из условия хорошей очистки пара. В современных котлоагрегатах большой мощности применяются барабаны с внутренним диаметром 1 500—1 800 мм. Толщина стенки барабана достаточно велика: для котлов 100 ата она составляет до 90—100 мм, а при сверхвысоком давлении — еще выше. Длина барабана при фронтальном расположении его несколько превышает ширину топки.

В настоящее время барабаны выполняют сварными. На специальных прессах выгибают листы, которые затем сваривают продольными и поперечными швами. Днище выполняется штампованным. В средней части днища имеется отверстие (лаз), которое во время работы котла запирается специальным затвором (рис. 19-16).

Изготовление сварных барабанов по сравнению с цельноковаными обходится значительно дешевле и с меньшей затратой металла.

Присоединение труб к барабану и коллекторам выполняется при помощи вальцовки или на сварке. На рис. 19-17 показано вальцовочное соединение трубы с барабаном. В отверстие в стенке барабана вставляется труба. Далее при помощи вальцовки труба раскатывается и плотно прижимается к образующей отверстия, имеющего по толщине одну-две кольцевые выточки. Вальцовку трубы производят из полости барабана.

В котлах высокого давления вместо вальцовочных соединений применяется сварка, что дороже, но увеличивает надежность работы.

Крепление труб к барабану котла при помощи сварки показано на рис. 19-18. При приварке тонкой трубы к массивному коллектору или барабану возможен пережог труб. Для устранения этого применяются промежуточные штуцера с более толстой стенкой, привариваемые непосредственно к барабану. После приварки штуцеров для снятия термических напряжений барабан отжигается. Затем к штуцерам привариваются трубы. В котлах высокого давления штуцера мало отличаются по толщине от экранных труб. Для уменьшения диаметра отверстия в барабане штуцера устанавливаются впритык и привариваются к наружной поверхности.

В зарубежных котлах высокого давления иногда применяют комбинированный способ крепления труб к барабану котла: вальцовку трубы с последующей обваркой (рис. 19-17). Расстройства плотности вальцовочного соединения при обварке не происходит, так как

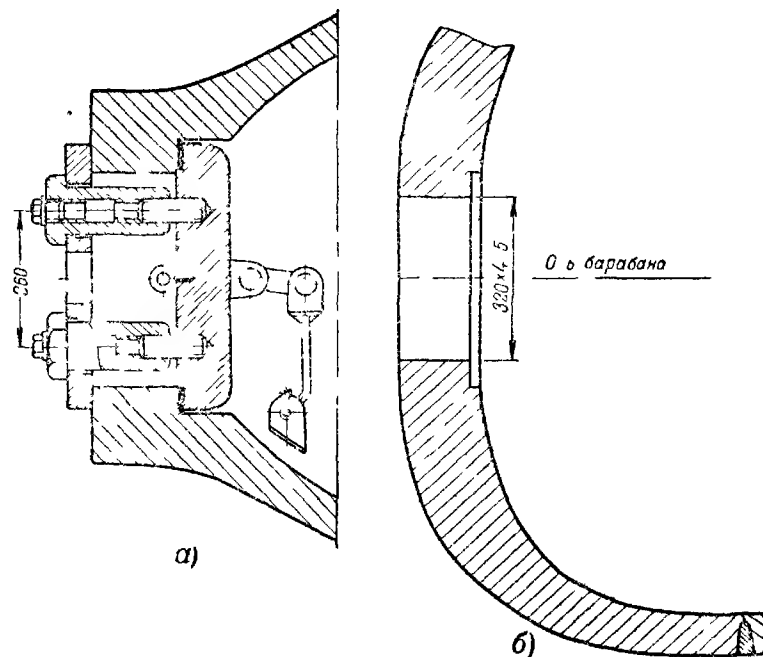


Рис 19-16 Днище и лазный затвор барабана котла высокого давления

а — кованое днище, б — штампованное днище.

уплотняющая дорожка находится у образующей барабана. Обварка трубы позволяет обеспечить абсолютную плотность соединения.

Барабан крепится к каркасу котла на подвижных опорах, допускающих его перемещение во время нагревания.

Экранные трубы котлов естественной циркуляции подвешиваются при помощи крюков к каркасу котла или вместе с верхним коллектором к каркасу котла или здания. Нижний коллектор, жестко скрепленный с подъемными и опускными трубами, перемещается вместе с ними в вертикальном направлении. Экран, укрепленный только сверху, представляет собой гибкую систему вследствие большой длины труб и относительно малой их жесткости. При этом возможен выход некоторых труб из плоскости экрана в топку. Для предотвращения этого все трубы дополнительно закрепляются в несколько ярусов по высоте (рис. 19-19).

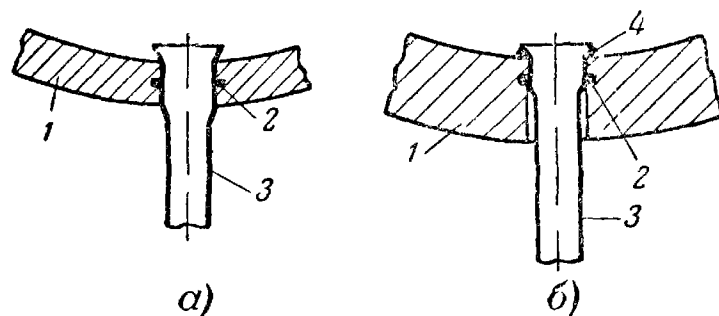


Рис. 19-17 Вальцовочное соединение трубы с барабаном котла

а — без обварки б — с обваркой в вальцованной трубе
1 — обечайка барабана, 2 — выточки 3 — труба, 4 — место обварки

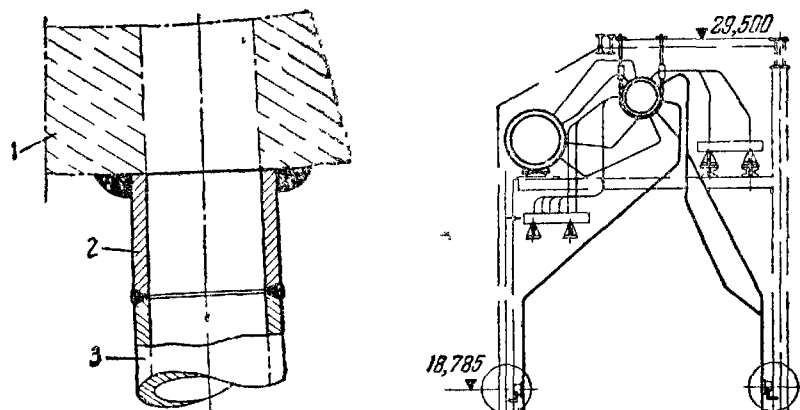


Рис. 19-18. Установка
штуцеров на барабане
котла.

1 — барабан, 2 — штуцер;
3 — труба.

Рис. 19-19. Схема рас-
становки креплений
труб фронтального и зад-
него экранов котла
111-170.

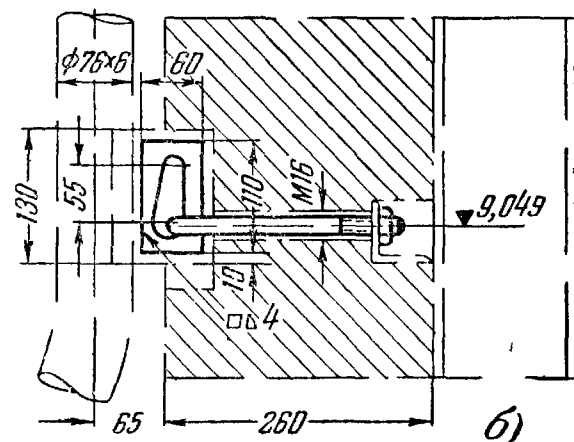
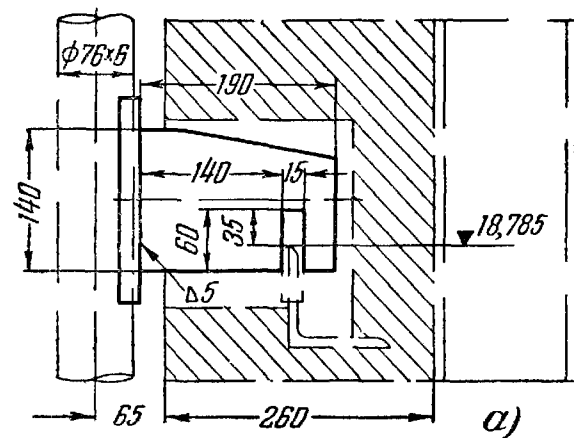
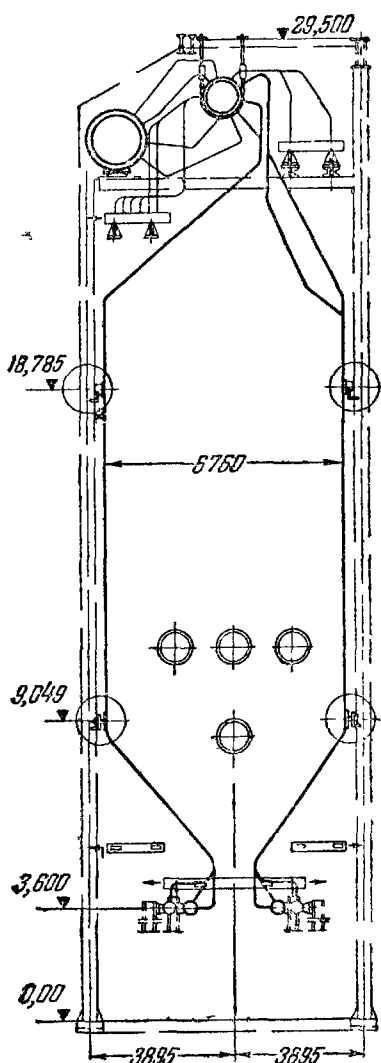


Рис. 19-21. Крепление труб к каркасу котла
а — опорные крюки; б — натяжные крюки.

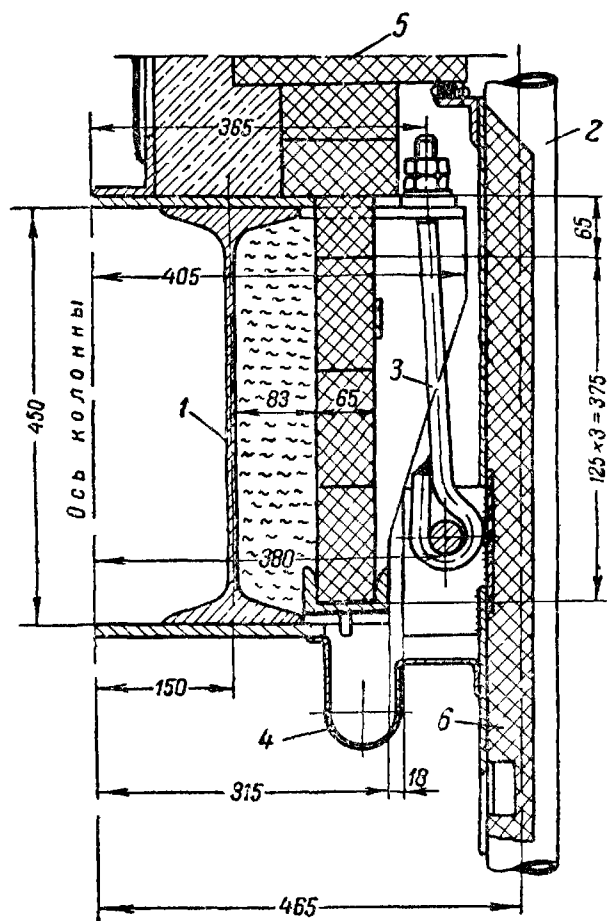


Рис. 19-20 Конструкции подвески экранных труб
к каркасу котла.

1 — балка каркаса; 2 — трубы, 3 — подвески; 4 — компенсатор;
5 — неподвижная обмуровка; 6 — натрубная обмуровка.

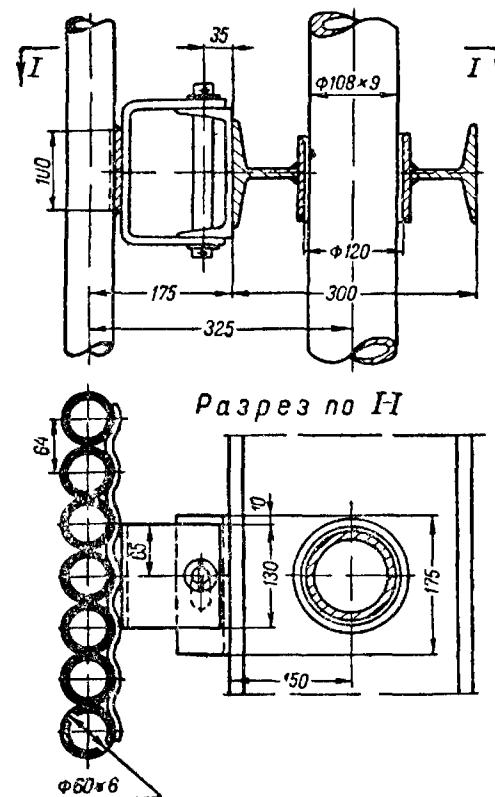


Рис. 19-22. Крепление труб к подвижным поясам
жесткости.

В некоторых конструкциях экранные трубы подвешиваются к каркасу котла на специальных подвесках (рис. 19-20). При этом все трубы закреплены на одном уровне, что необходимо при использовании натрубной обмуровки.

Промежуточные крепления экранных труб выполняются двух типов: неподвижные, связанные с каркасом, и подвижные, связанные только с трубами. Первый тип креплений используется при обмуровке, опирающейся на фундамент или каркас котла, второй — при подвесной обмуровке.

На рис. 19-21,а дана конструкция крепления труб через промежуточную деталь к каркасу котла. Вертикальное перемещение обеспечивается за счет специального зазора между крюком, соединенным жестко с трубой, и полкой, приваренной к каркасу. В другой конструкции перемещение обеспечивается за счет свободного хода длинной тяги. Этот вид используется для крепления труб в нижнем ярусе, где имеет место значительное термическое удлинение труб.

При подвижном креплении все трубы связаны специальными поясами жесткости, выполненными из профильной стали (рис. 19-22). Эти пояса связывают все трубы в единую систему, подвешенную в верхней части и свободно опускающуюся. Пояса жесткости в этом случае не связаны с каркасом, а вместе с трубами перемещаются по вертикали.

Нижний коллектор удерживается от поперечных перемещений специальными направляющими опорами, допускающими только вертикальный ход коллектора. Иногда бывает целесообразным часть нагрузки экрана передать на пружинную опору. Это, например, выполнено на котле ПК-19, где трубы холодной воронки дополнительно нагружены висящей на них обмуровкой.

В месте прохода труб через неподвижную обмуровку, опирающуюся на каркас, должна быть обеспечена возможность свободного термического расширения труб. Защемление труб недопустимо, так как при этом сильно увеличивается изгибающее напряжение в месте соединения трубы с нижним коллектором, что может привести к ее повреждению. Повреждение обычно имеет вид кольцевых трещин, располагающихся на некотором расстоянии от наружной поверхности коллектора.

В современных котлах экранные трубы выполняют длиной более 20 — 25 м. При на-

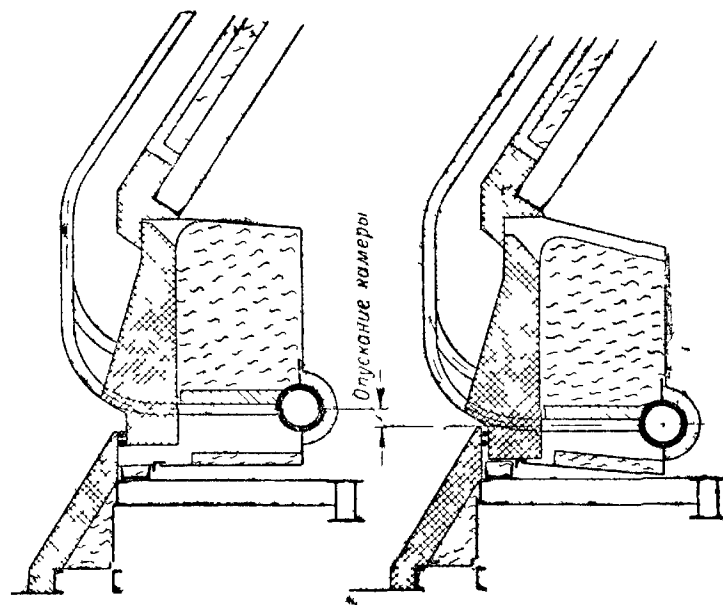


Рис. 19-23. Уплотнение холодной воронки в котле ТП-170-1.

гревании металла трубы до 300 — 350°С ее термическое удлинение составляет величину порядка 100 мм. Если оставить щель в месте прохода труб свободной, то будет иметь место поступление холодного воздуха в топочную камеру. Для обеспечения плотности применяются различные конструкции уплотнений, которые связаны с общей конструкцией топочной камеры.

При применении неподвижной обмуровки холодной воронки уплотнение в месте прохода труб достигается при помощи подвижных шамотных плит, перемещающихся вместе с трубами (рис. 19-23). Недостатком такого уплотнения является то, что вследствие истирания и коробления уплотняющих плит возникают зазоры и плотность ухудшается. Кроме того, возможно забивание щелей золой и кусками шлака, что может привести к заклиниванию экранных труб. Более надежной является конструкция, примененная в котлах ПК-10 (рис. 9-21). Здесь обмуровка холодной воронки висит на трубах и вместе с ними перемещается по вертикали. Соединение подвижной воронки с неподвижными вертикальными стенками топки и шлаковой шахтой осуществляется при помощи компенсаторов.

При создании котлов с наддувом основные трудности заключаются в создании высокой плотности топочной камеры.

В некоторых американских котлах с наддувом топочная камера в местах прохода труб окружается коробом, по которому подается вторичный воздух к горелкам (рис. 19-24). В такой конструкции исключается выбивание газов из котла, так как давле-

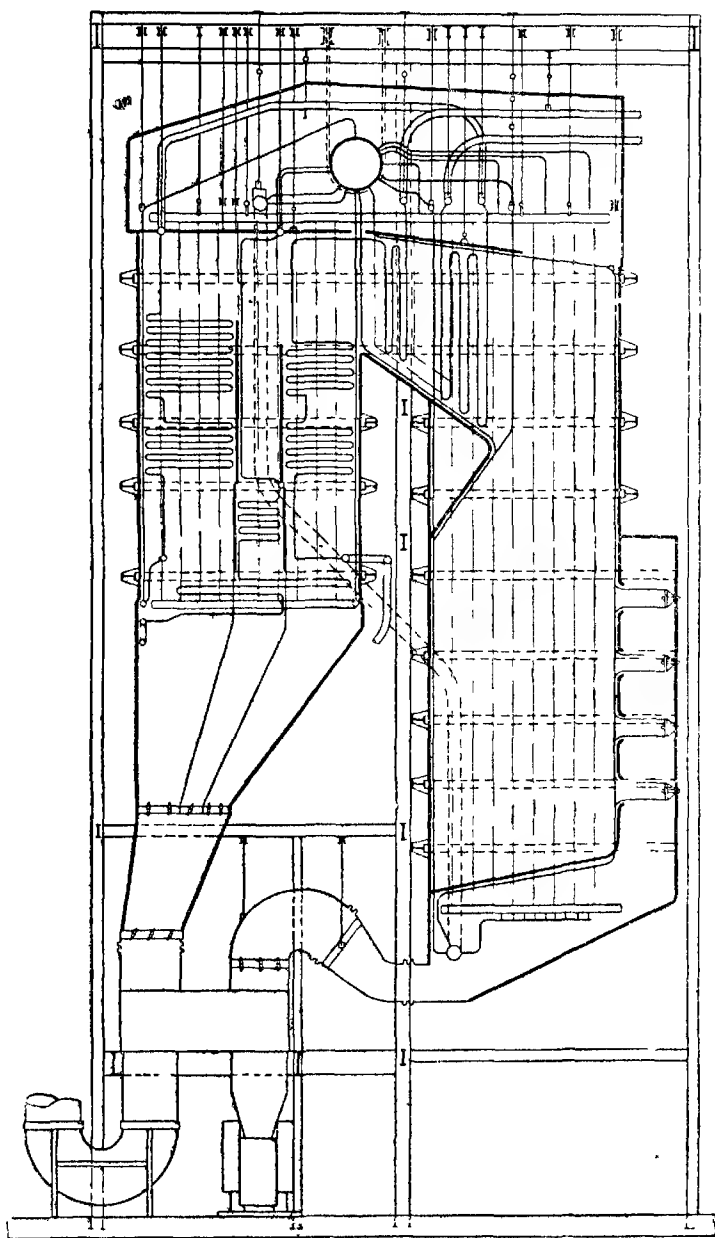


Рис. 19-24. Общий вид котла станции Луизиана.

ние воздуха выше, чем давление продуктов сгорания в топке.

Установка горелок, люков для обдувочных аппаратов требует разведения труб. При малом шаге не удастся отвести трубы так, чтобы они не закрывали друг друга. Обычно приходится размещать трубы одну за другой (рис. 19-25). При отведении труб в сторону факела места выгибов являются очагами шлакования, поэтому трубы обычно отводятся в сторону обмуровки. Затененные участки труб плохо обогреваются, что ухудшает циркуляцию в них. Поэтому трубы с относительно небольшим обогревом (угловые) избегают отводить за другие трубы. Уменьшение диаметра экранных труб позволяет сократить изогнутый участок труб, что уменьшает неравномерность в их обогреве.

В старых конструкциях для облегчения разведения труб экран разбивался по высоте промежуточными коллекторами с уменьшенным

числом труб в области горелок. Однако это приводило к ухудшению циркуляции из-за неравномерной раздачи пароводяной смеси промежуточным коллектором.

Более целесообразным является применение развилок, объединяющих две, а иногда и три трубы в одну (рис. 19-26). Это позволяет увеличить шаг экранных труб с меньшим ухудшением циркуляции.

Использование щелевых горелок резко уменьшает количество отведенных труб, что, естественно, упрощает конструкцию экранов. При применении круглых горелок разводка труб получается более громоздкой. Использование большого количества горелок меньшей производительности также позволяет уменьшить длину затененных участков.

Экраны котлов естественной циркуляции по габаритным размерам велики и иногда объединены лишь одним коллектором, так как вверху они присоединяются непосредственно к барабану котла. В таком случае их монтаж производится россыпью, индивидуально.

Удешевление и ускорение монтажных работ достигаются при монтаже блоками. Блоки могут изготавливаться на монтажной площадке из заводских деталей или непосредственно на заводе.

В последнем случае размеры блоков должны удовлетворять железнодорожным габаритам. На рис. 19-27 показан блок заднего экрана котла высокого давления.

Блочный монтаж и особенно блочное заводское изготовление накладывают определенные требования на конструкцию экранов. Так, например, ширина блока экрана не должна превышать ширины железнодорожной платформы. Это требование совпадает с общей тенденцией секционирования экранов.

При изготовлении блоков фронтального и заднего экранов часто используют верхние коллекторы, что несколько усложняет конструкцию и ослабляет циркуляцию в них сравнительно с неблочными экранами, трубы которых могут прикрепляться непосредственно к барабану. Однако преимущества блочного монтажа настолько велики, что во всех

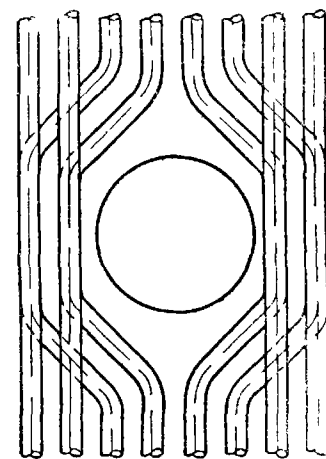


Рис. 19-25. Разводка труб в месте установки горелки.

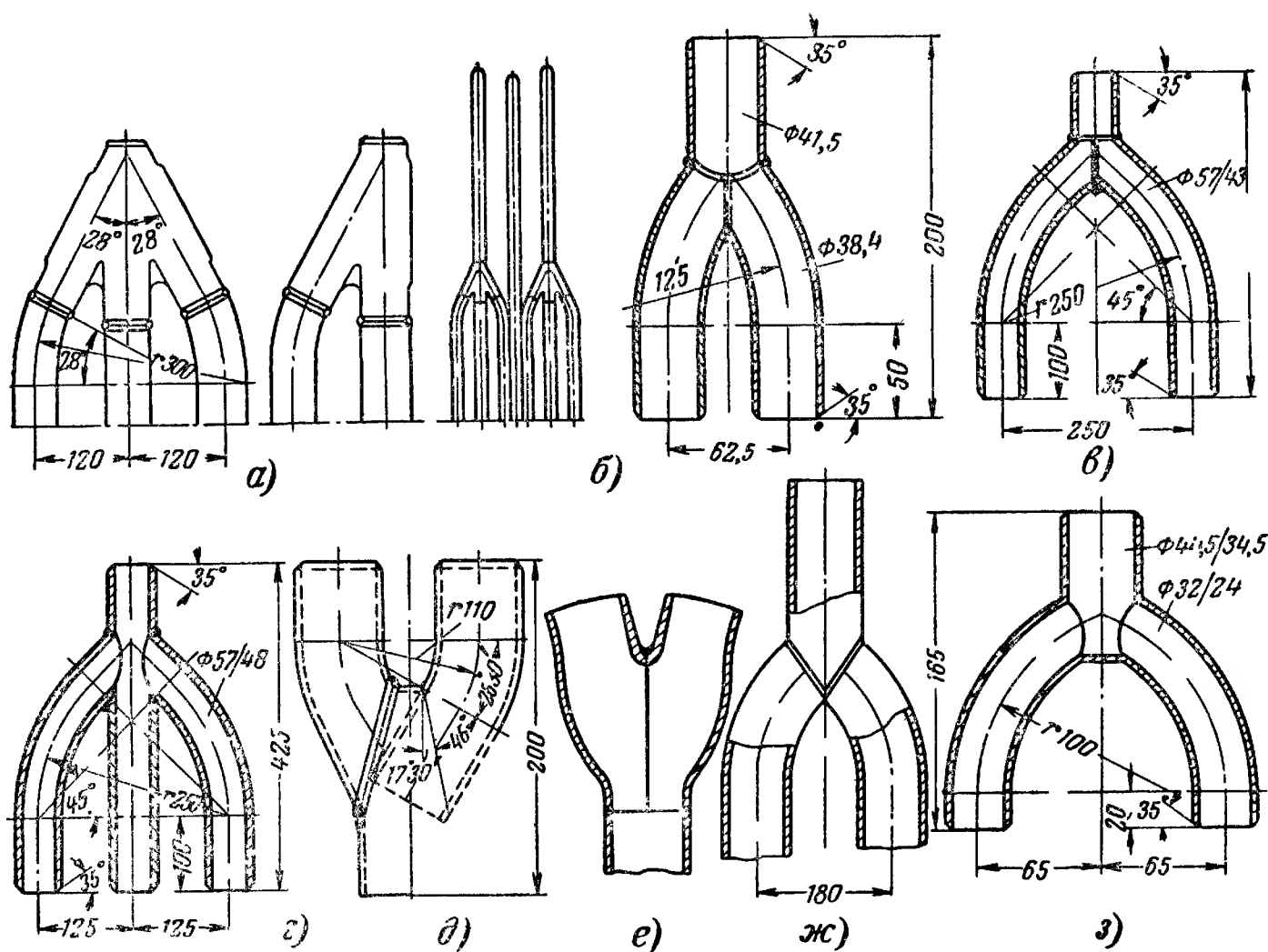


Рис. 19-26. Соединение экранных труб с помощью развилок.

а — кованные вилки, б—сварные вилки.

Рис. 19-27. Блок заднего экрана.

конструкциях экранов в настоящее время предусматривается изготовление блоков на заводе или монтажной площадке.

19.3. ПАРООБРАЗУЮЩИЕ ЭКРАНЫ КОТЛОВ С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Принудительное движение дает возможность создать требуемую скорость потока пароводяной смеси при любом расположении труб по отношению к горизонту и неограниченно малом диаметре. Поэтому парообразующая поверхность нагрева котлов с принудительной циркуляцией может выполняться точно так же, как подогревательные и перегревательные поверхности нагрева.

В испарительных трубах прямоточных котлов происходит полное выпаривание воды. Следовательно, весовая сухость пара в них меняется от $x=0$ до $x=1$. В котлах с многократно-принудительной циркуляцией весовая сухость на выходе из витков находится в пределах $x=0,1 \div 0,25$. Таким образом, с точки

зрения гидродинамики испарительные трубы котлов с многократно-принудительной циркуляцией представляют собой начальную часть испарительных труб прямоточных котлов.

Экраны прямоточных котлов

Конструкции экранов прямоточных котлов отличаются большим разнообразием. Исторически определились три основные схемы экранов: первая — в виде лент с горизонтальными и слабонаклонными трубами; вторая — в виде вертикальных трубных панелей с подъемным движением потока (по своей конструкции аналогичная экранам котлов естественной циркуляции), третья — в виде вертикальных петель с подъемным и опускным движением потока. Первоначально эти конструкции были одними из основных характеристик различных типов агрегатов: котлов Рамзина, Бенсона и Зульцера. В настоящее время в связи с переходом на закритические параметры и повышением единичной мощности при

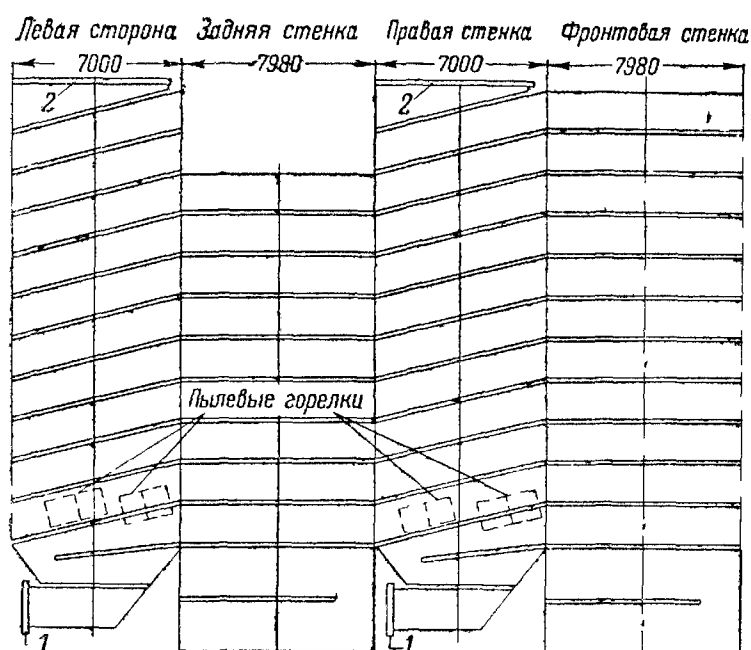


Рис. 19-23. Развертка экранов котла Рамзина 200-35×2.

1 и 2 — входные и выходные коллекторы.

конструировании прямоточных котлов наметились тенденции использования в одном агрегате двух и даже трех типов экранирования.

Экраны с горизонтальными и слабонаклонными трубами применяются в отечественных прямоточных котлах Рамзина. Конструкцию экранов удобно представлять в виде развертки топочной камеры, которая получается условным разрезом угла топочной камеры по вертикали и смещением всех стен топочной камеры в одну плоскость.

На рис. 19-28 показана развертка экранов котла Рамзина 200-35-2. Экранная поверхность нагрева состоит из двух лент по 30 труб в каждой. В холодной воронке трубы расположены практически горизонтально. В топочной камере выше холодной воронки трубы

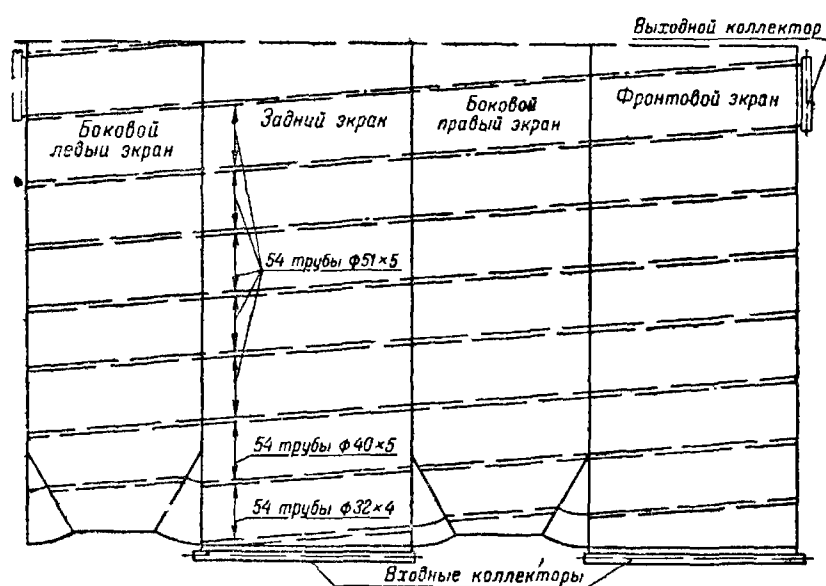


Рис. 19-30. Развертка экранов котла Рамзина 67СП.

идут горизонтально только на фронтальной и задней стенках и имеют подъем на боковых. Благодаря подъему осуществляется винтообразное восходящее движение потока.

Возможна конструкция экранов с подъемом по одной стенке (рис. 19-29).

Перспективной является конструкция экранов из одних наклонных участков. Например, так выполнена радиационная часть котла 67СП — в виде двухзаходного винта (рис. 19-30). В такой конструкции хорошо дренируется влага во время останова котла и меньше опасность возникновения расслоения потока.

Конструкции двухсветных экранов в прямоточных котлах также разнообразны. Двухсветный экран может быть составной частью настенных экранов, как, например, на прямоточном котле Подольского завода ПК-33.

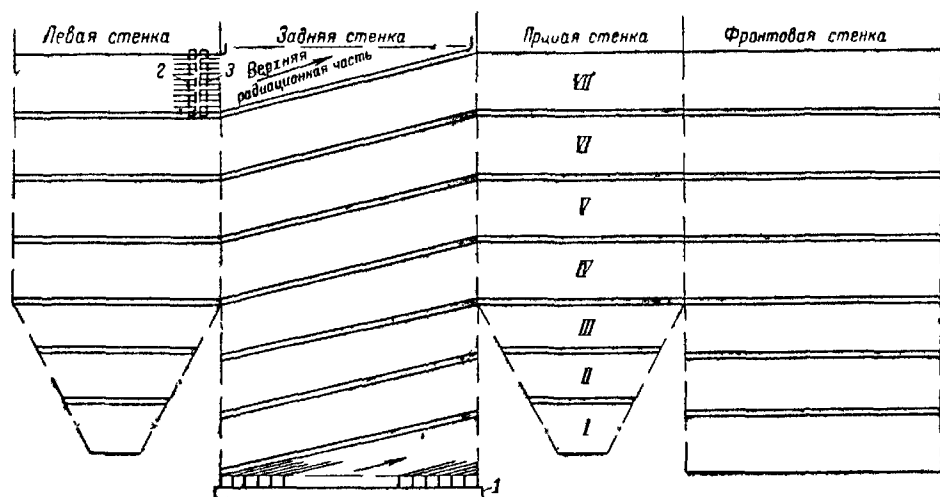
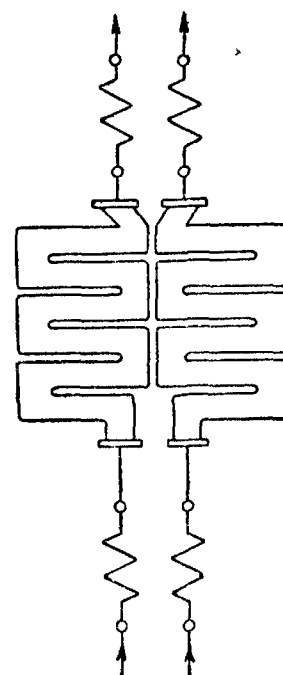


Рис. 19-29. Развертка экранов котла Рамзина 51СП.
1 и 2 — входной и выходной коллекторы нижней радиационной части, 3 — входной коллектор верхней радиационной части.

Рис. 19-31. Схема двухпоточного прямоточного котла.



Возможно также выполнение двухсветного экрана независимым аналогично экранам котлов естественной циркуляции.

При конструировании горизонтальных экранов надо выбрать весовую скорость потока и внутренний диаметр труб.

Весовая скорость потока во многом определяет надежность работы испарительных труб.

При малой весовой скорости возможны расслоение потока, возникновение пульсаций, плохой отвод тепла от стенки трубы в области с эмульсионным движением пароводяного потока ($\beta > 0,9$). Вместе с тем при чрезмерном увеличении w растут гидравлические потери движению потока, что приводит к увеличению расхода электроэнергии на насос. На основе экспериментальных и эксплуатационных данных весовая скорость потока на испарительном участке должна быть не ниже $w = 1000 \div 1500 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$. На экономайзерном участке испарительных экранов весовую скорость часто принимают несколько большей ($w = 1500 \div 2500 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$). Это увеличивает устойчивость движения потока и позволяет уменьшить степень дросселирования потока на входе в экранные трубы. Испарительный виток прямоточного котла в этом случае по длине выполняется из труб с разными диаметрами.

Экраны обычно выполняются из труб внутренним диаметром 25—50 мм. Уменьшение внутреннего диаметра труб дает ряд преимуществ: уменьшение веса поверхности нагрева, снижение веса рабочего тела в трубах. Последнее влияет на работу котла при переменных режимах (см. гл. 24). Наряду с этим уменьшение диаметра труб приводит, как указывалось, к возрастанию ширины ленты. Так, из рис. 19-3 видно, что уменьшение наружного диаметра с 60 до 30 мм увеличивает ширину ленты с 1 до 2,3 м при расходе через нее 100 т/ч. Следовательно, в котле паропроизводительностью 600 т/ч ширина ленты с 2,3 м возрастает до 13,8 м. Естественно, что при этом обогрев параллельных труб будет неравномерным.

Желание сохранить сравнительно небольшой диаметр экранных труб приводит к необходимости разделения экранной поверхности на две параллельные ленты с последующим перемешиванием потоков за ними (см. рис. 19-30). При этом неравномерность обогрева параллельных труб в пределах каждой ленты существенно уменьшается.

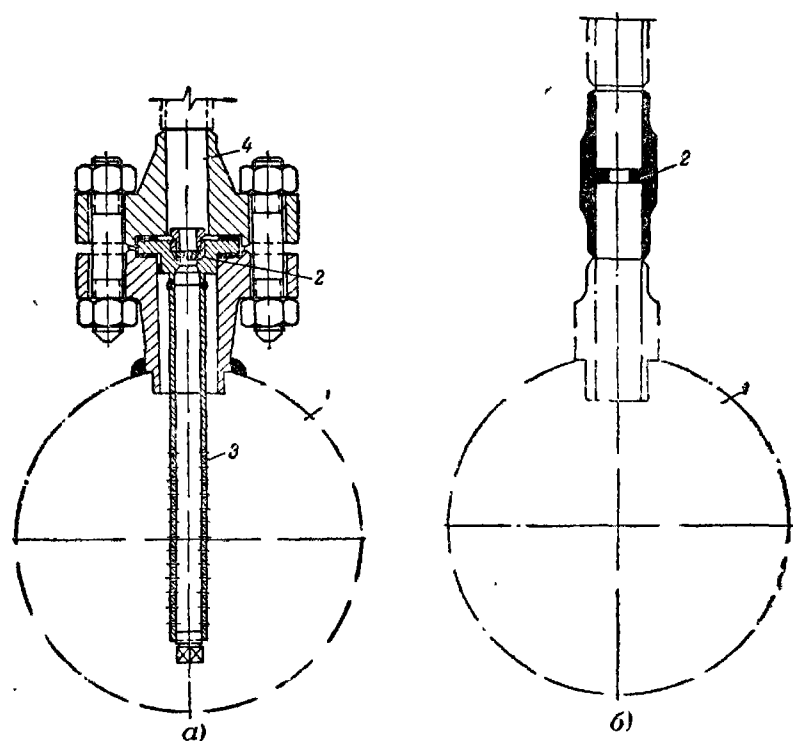


Рис. 19-32. Установка дроссельной шайбы в витки прямоточного котла.

a — на фланцах; *б* — вварная.
1 — коллектор; 2 — шайба; 3 — фильтр.

При проектировании котлов очень большой единичной мощности приходится идти дальше—экранировать топочную камеру двумя не связанными параллельными лентами, образующими два самостоятельных потока. На рис. 19-31 приведена схема двухпоточного прямоточного котла, в котором каждая лента испарительных труб соединяется со своими экономайзерными и перегревательными поверхностями нагрева и имеет независимое регулирование.

Для устранения пульсации и снижения величины тепловой неравномерности на входе в трубы радиационной части устанавливают дроссельные шайбы разных типов (рис. 19-32). В первой конструкции дроссельная шайба зажимается во фланце в месте присоединения экранной трубы к коллектору. Фланцевое соединение создает очаг неплотностей, но вместе с тем позволяет легко проводить осмотр шайб и их замену. Во второй конструкции дроссельная шайба непосредственно вварена в экранные трубы. Это удешевляет конструкцию коллектора и увеличивает надежность его работы, особенно при сверхвысоких давлениях, но затрудняет обслуживание дроссельных шайб. В случае их замены приходится вырезать участок трубы с шайбами и устанавливать новый на сварке.

Необходимая степень дросселирования зависит от нагрузки котла. При малых нагрузках требуется большая степень дросселиро-

вания, чем при больших, тем более что малые нагрузки имеют место лишь во время растопки котла, работающего с пониженным давлением (см. рис. 14-17). Потеря давления обычной дроссельной шайбы подчиняется квадратичному закону и при больших нагрузках может быть чрезмерно большой. Этот недостаток устранен в «плавающей» дроссельной шайбе, используемой в немецких котлах при применении экранов с подъемно-опускными трубами (рис. 19-33). Плавающая шайба устанавливается вертикально в каждой трубе экрана на участке с подъемным движением рабочего тела. При небольших расходах воды поплавки частично перекрывает сечение шайбы. При повышении нагрузки свыше 35% поплавки поднимаются и открывают все сечение шайбы. Такое устройство позволяет снизить потерю давления в шайбе при полной нагрузке до 2,7 ат, в то время как в обычной шайбе эта потеря равна 13 ат.

Экранные трубы котлов Рамзина крепятся в нескольких точках по периметру котла при помощи промежуточных деталей, связанных с каркасом котла. В односветных экранах с шириной стенки до 10—12 м каждая труба крепится на стенке топки в трех точках. Посредине — неподвижная опора, по краям — подвижные, обеспечивающие свободу термических расширений (рис. 19-34).

Неподвижная опора выполняется в виде гребенки, которая жестко связывает с каркасом блок труб из 10—12 шт. (рис. 19-35). Видоизменением неподвижной опоры является ножевая, которая допускает одновременное перемещение всего блока труб по направлению к обмуровке (рис. 19-36).

Подвижная опора также выполняется для блока труб из 10—12 шт. (рис. 19-37). Каждая труба через приваренные к ней детали свободно опирается на нижележащую трубу. Это дает ей возможность перемещаться в горизонтальной плоскости. Вес труб всего блока воспринимается швеллером, приваренным к нижней трубе блока и опирающимся на кронштейн каркаса.

Горизонтальные трубы как настенных, так и двухсветных экранов могут крепиться на подвесных трубах, как это, например, выполнено на котле ПК-33. К нижней трубе блока труб приваривается деталь, опирающаяся на косынку, в свою очередь приваренную к подвесной трубе. Остальные трубы блока лежат на проставках.

Экраны с вертикальными панелями используются в котлах Бенсона. Не-

которые варианты включения вертикальных панелей представлены на рис. 19-38. Каждая панель состоит из 40—50 подъемных и 2—3 опускных труб. Ширина панели порядка 1,5—2 м. Весовая скорость рабочего тела в подъемных трубах $w\gamma = 900 \div 1\,200 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$, а в опускных трубах $w\gamma = 1\,400 \div 1\,800 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$. Обычно в экранах использовались трубы внутренним диаметром 25—30 мм.

В первых конструкциях опускные трубы выполнялись обогреваемыми (рис. 19-38). Однако циркуляционные повреждения привели к необходимости выноса их из зоны обогрева.

Отдельные панели при относительно небольшой производительности котла соединяются последовательно, обычно с установкой смесителей после группы панелей. При увеличенной паропроизводительности панели включаются параллельно со смесителями после одной или нескольких групп панелей.

Конструкции смесителей сложны (рис. 19-39), но они обеспечивают достаточно равномерное распределение пароводяной смеси по отдельным панелям.

Приращение энтальпии рабочего тела в пределах панели невелико (30—40 ккал/кг). Это делает менее опасным проявление гидравлической и тепловой неравномерности. Кроме того, при вертикальном расположении обогреваемых труб распределение потока выравнивается благодаря действию нивелирного напора.

Равномерное распределение пароводяного потока по отдельным трубам улучшается при применении узких панелей с короткими коллекторами. При этом также уменьшается неравномерность в обогреве отдельных труб. Применение дроссельных шайб для выравнивания расхода по трубам в вертикальных панелях невозможно, поскольку во все панели, кроме первых по ходу рабочего тела, поступает пароводяная смесь. Установка же дроссельных шайб в потоке пароводяной смеси может лишь ухудшить ее распределение.

При большой паропроизводительности котла количество параллельных труб возрастает. В этом случае нужно увеличивать ширину панели или подключать в параллельную работу большое число панелей. При этом возникают трудности в обеспечении равномерного распределения жидкости по трубам. Поэтому в котлах большой мощности с вертикальными панелями также приходится идти на использование многопоточной схемы.

Вертикальные панели прямоточных котлов висят на коллекторах подобно экранам с естественной циркуляцией. Для предотвра-

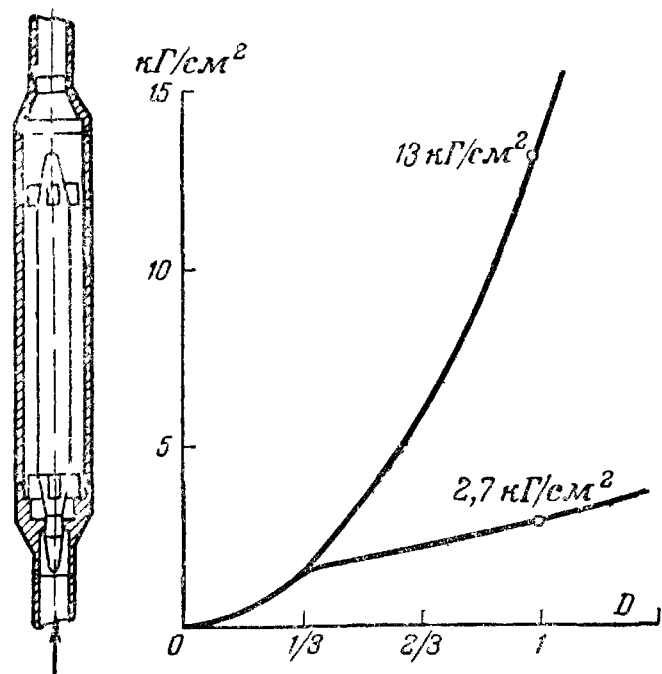


Рис. 19-33. Дроссельное устройство с изменяющимся сечением.

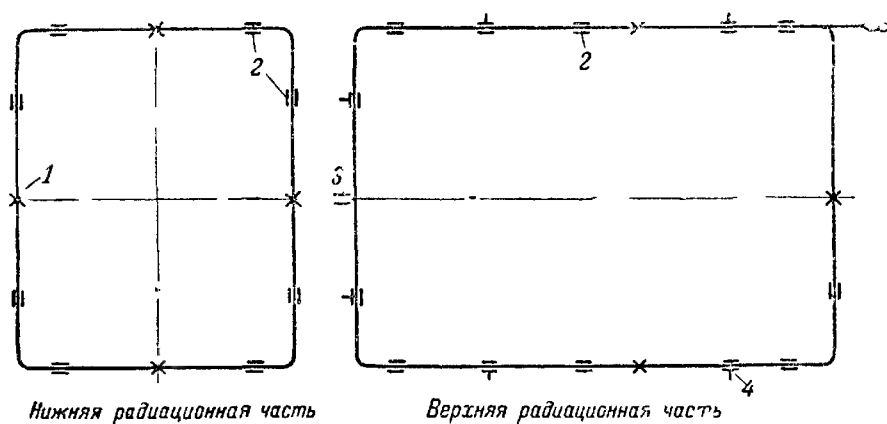


Рис. 19-34. Схема размещения опор в радиационной части.

1 — неподвижная; 2 — подвижная 3 и 4 — подвижная ножевая и направляющие опоры.

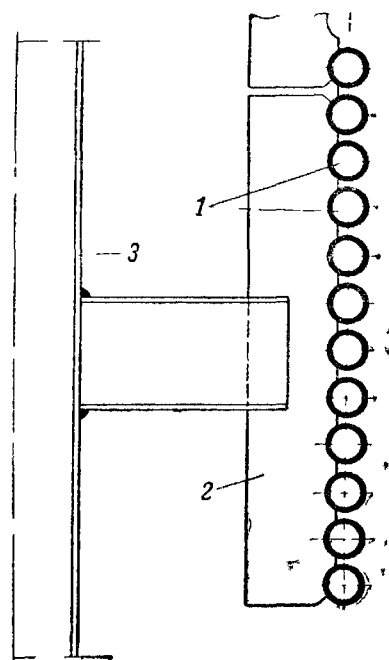


Рис. 19-35. Неподвижная опора.
1 — трубы радиационной части, 2 — гребенка, 3 — колонна каркаса.

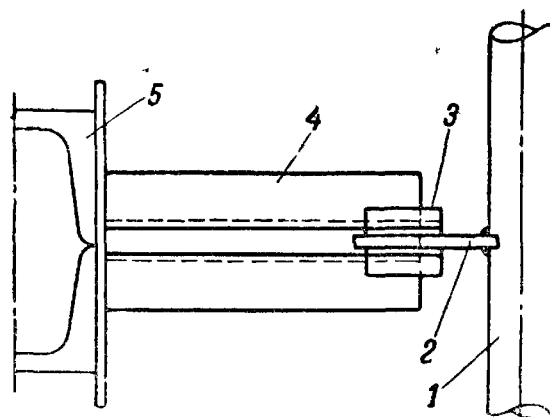


Рис. 19-36. Ножевая опора.
1 — трубная лента; 2 — гребенка; 3 — опорный башмак, 4 — кронштейн; 5 — колонна каркаса

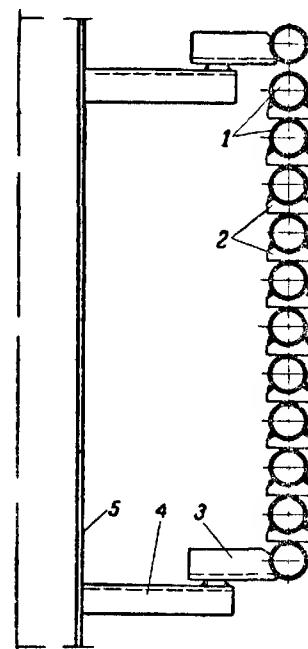


Рис. 19-37. Подвижная опора.
1 — трубная лента, 2 — дистанционные проставки, 3 — опорный башмак, 4 — кронштейн, 5 — колонна каркаса

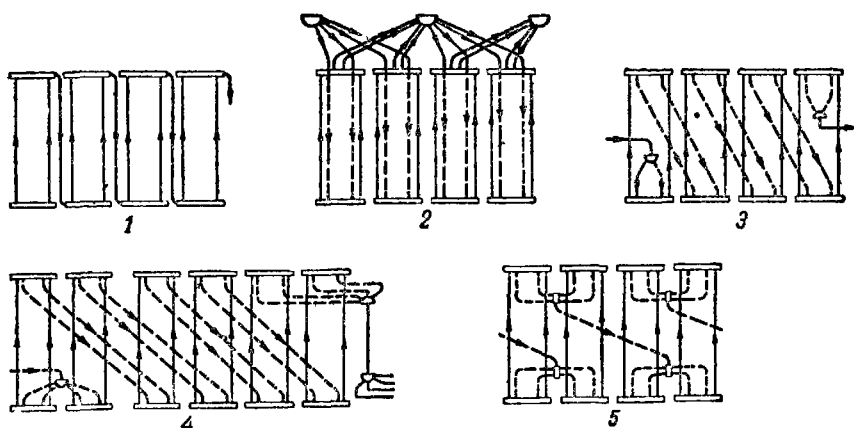


Рис. 19-38. Схемы включения вертикальных панелей.
1 — с опускающимися трубами в точку; 2 — параллельное включение двух панелей со смесителями; 3 — последовательное включение панелей со смесителями после группы панелей; 4 и 5 — параллельное включение двух панелей со смесителями.

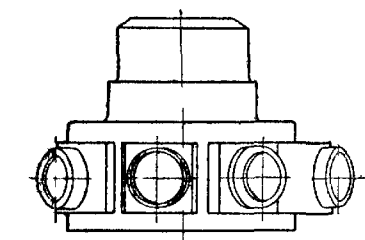
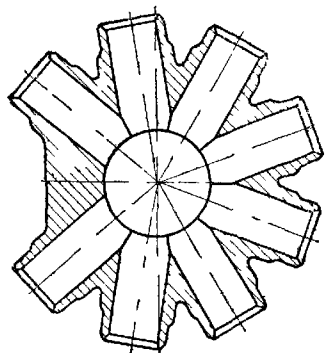


Рис. 19-39. Коллектор-смеситель.

на рис. 19-41. Длина труб между коллекторами, включая экономайзер и подвесные трубы, достигает 1000—1300 м. Весовая скорость в экранных трубах составляет 1000—1500 кг/м²·сек. Внутренний диаметр обычно больше 50 мм, что позволяет иметь узкую ленту с равномерным обогревом по ее ширине при сравнительно не-

щения выгиба труб из плоскости они закрепляются по высоте через 2,5—3 м. Ввиду неодинакового теплового расширения отдельных труб они крепятся к промежуточной детали, которая тягами связывается с каркасом (рис 19-40).

Экраны с подъемно-опускными петлями характерны для котлов Зульцера, у которых они являются продолжением труб кипящего конвективного экономайзера. Схематически вид экранов с подъемно-опускными трубами дан

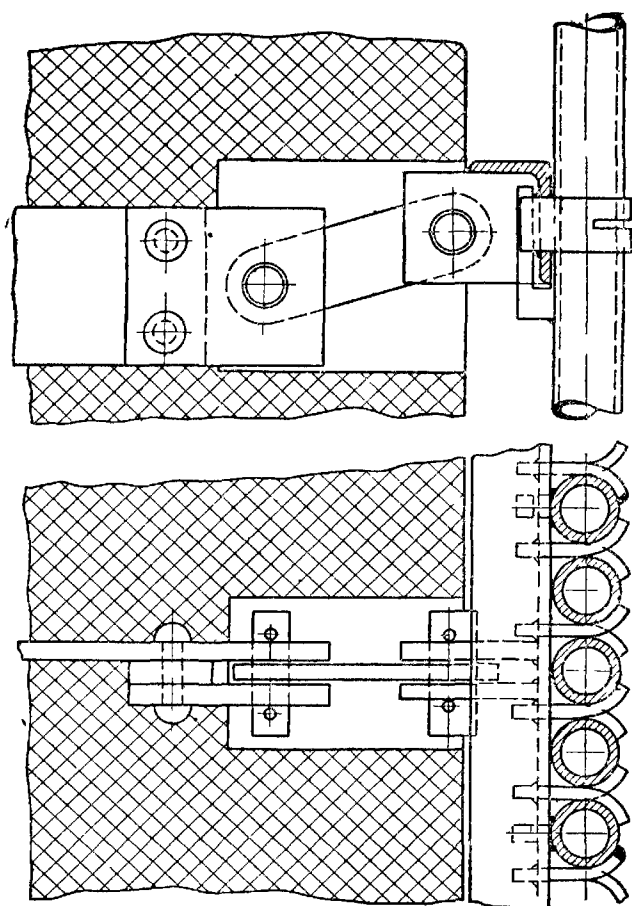


Рис. 19-40. Крепление вертикальных экранов.

большой паропроизводительности. Для устранения пульсации и обеспечения равномерного распределения воды необходимо иметь определенное сопротивление экономайзерного участка испарительных труб. Если экранные трубы являются продолжением экономайзерных, то дроссельные шайбы не устанавли-

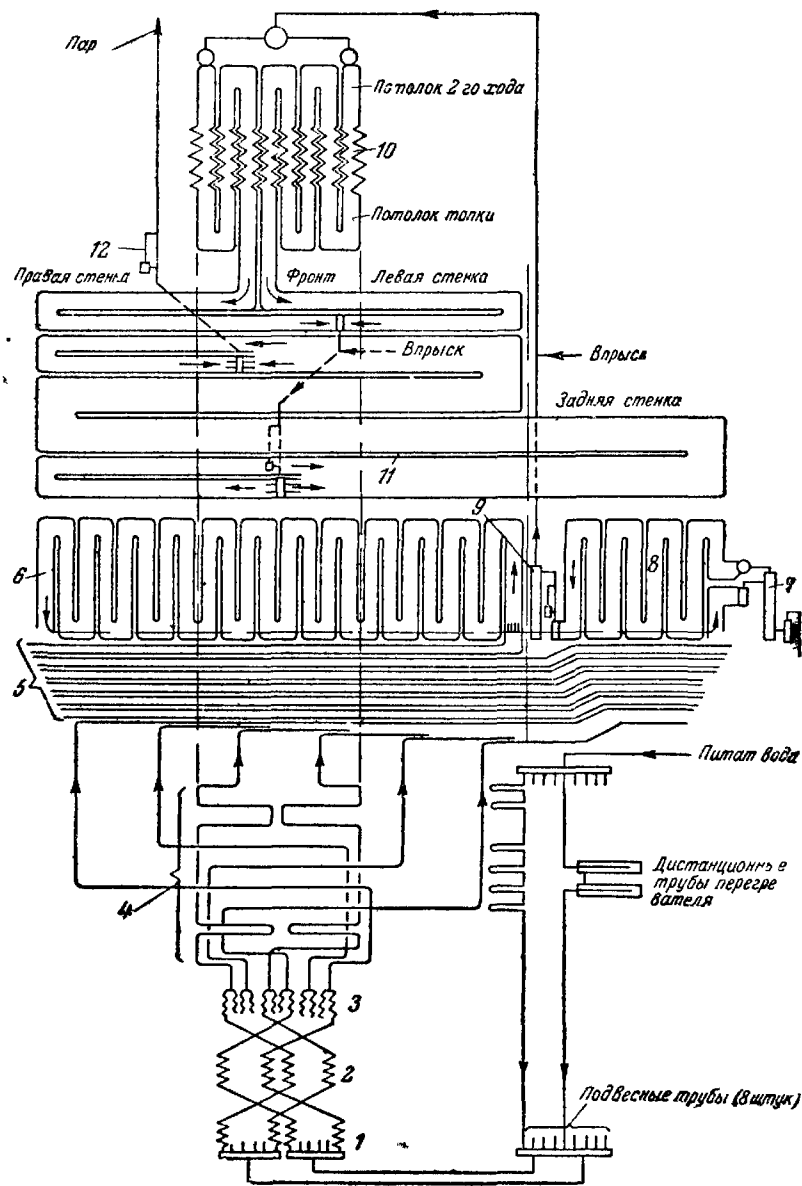


Рис. 19-41. Экраны котла Зульцера с подъемно-опускными трубами.

1, 2 и 3 — первая, вторая и третья ступени экономайзера; 4—опорные трубы; 5 — экран холодной воронки; 6 — радиационная часть; 7 и 9 — сепараторы; 8 — переходная зона; 10 и 11 — конвективный и радиационный пароперегреватели; 12 — термостат.

ваются. Необходимое дросселирование потока в этом случае обеспечивается соответствующим сопротивлением экономайзера.

При разделении экономайзерных и испарительных труб смесительными коллекторами сопротивление экономайзерного участка испарительных труб невелико. Поэтому на входе в испарительные трубы устанавливают дроссельные шайбы.

Экраны котлов с многократной принудительной циркуляцией

В котлах небольшой паропроизводительности применяются вертикальные панели с подъемно-опускным движением рабочего тела. В них также часто располагают испарительные трубы горизонтально.

В котлах большой паропроизводительности экранные трубы котлов с принудительной циркуляцией, как правило, располагаются вертикально.

Форма расположения экранных труб зависит от величины периметра экранированных стен топочной камеры, диаметра труб, весовой скорости потока в них и кратности циркуляции. При выбранных значениях весовой скорости потока в экранных трубах $w\gamma$, их диаметра d_{en} и кратности циркуляции k количество параллельных труб n будет найдено из уравнения материального баланса:

$$n = \frac{kD}{\pi d^2} \cdot \frac{3600}{4} \frac{w\gamma}{w\gamma} \quad (19-9)$$

При расположении испарительных труб в виде панелей с подъемным направлением потока они закроют стены топочной камеры по периметру на величину

$$S = ns_1, \quad (19-10)$$

где s_1 — шаг между экранными трубами.

Решая совместно уравнения (19-9) и (19-10), получаем:

$$S = \frac{kD \frac{d_n}{d_{en}} \frac{s_1}{d_n}}{3600 \frac{\pi}{4} w\gamma d_{en}} \quad (19-11)$$

В том случае, если величина S равна периметру стен топочной камеры, которые должны быть экранированы [$S = 2(a+b)$], экран выполняется в виде вертикальных труб. Если $S < 2(a+b)$, то при экранировании только подъемными трубами нельзя будет закрыть топку по всему периметру. В этом случае придется использовать подъемно-опускные петли. При малой производительности котла периметр топки, отнесенный к единице производительности, получается большим. С увеличением паропроизводительности это отношение падает. Поэтому если в котлах небольшой паропроизводительности применяют подъемно-опускные петли, то в мощных котлоагрегатах экраны выполняют из подъемных вертикальных труб.

Кратность циркуляции в котлах с много-

кратно-принудительной циркуляцией обычно находится в пределах 4—10. Чем больше кратность циркуляции, тем больше воды должен подать циркуляционный насос, тем, следовательно, больше расход электроэнергии на создание циркуляции. С уменьшением кратности циркуляции появляется опасность выхода отдельных труб на режим с пересыханием пленки.

Весовая скорость выбирается из условия обеспечения надежной работы испарительных труб при принудительном движении рабочего тела. Ее величина определяется на основании тех же соображений, что и в случае прямоточных котлов. Однако в котлах с многократно-принудительной циркуляцией скорость рабочего тела практически не зависит от нагрузки и поэтому весовую скорость можно выбирать ниже, чем в прямоточных котлах (обычно $w\gamma = 900—1200 \text{ кг/сек} \cdot \text{м}^2$).

Чем меньше диаметр труб, тем легче испарительная поверхность, но тем больше гидравлическое сопротивление движению рабочего тела. Кроме того, диаметр определяет количество труб и тем самым форму экрана. Наиболее употребительными являются трубы с внутренним диаметром 25—40 мм.

При любой форме экранов длина всех испарительных труб должна быть примерно одинаковой. В противном случае может иметь место значительная по величине гидравлическая неравномерность.

Во всех экранных трубах на входе устанавливают дроссельные шайбы. Это позволяет обеспечить равномерное распределение циркулирующей воды по отдельным трубам. Изме-

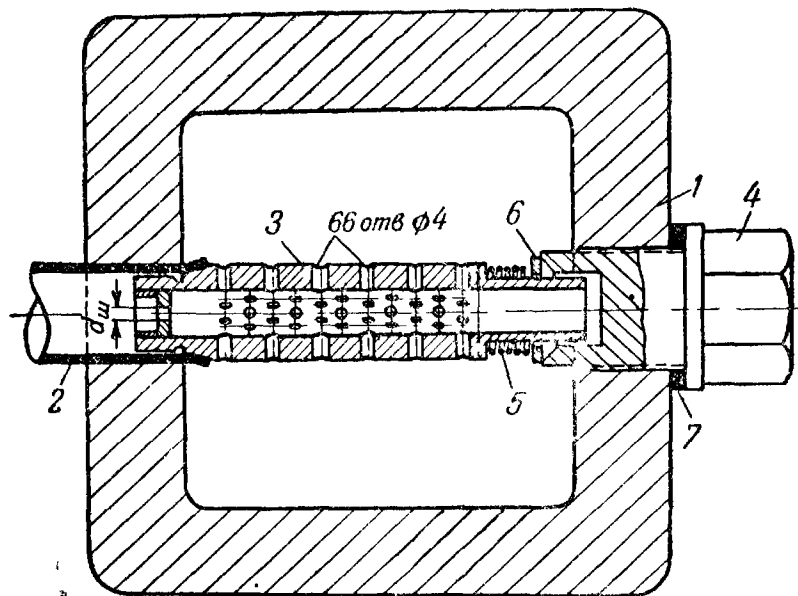


Рис. 19-42. Установка дроссельных шайб в коллекторе котла принудительной циркуляции.

1 — коллектор; 2 — испарительная труба; 3 — шайба с фильтром; 4 — пробка; 5 — пружина; 6 — подвижная шайба; 7 — прокладка.

нением диаметра дроссельных шайб корректируют также расход воды в зависимости от величины обогрева труб. Поэтому котлы с многократно-принудительной циркуляцией часто называют котлами с регулируемой циркуляцией. На входных коллекторах небольшого диаметра для установки дроссельных шайб и их обслуживания приходится делать лючки на пробках с противоположной стороны коллектора (рис. 19-42). Это создает большое количество мест, в которых может воз-

никнуть неплотность. Для устранения этого вместо входных коллекторов применяют барабаны диаметром 500—600 мм. В этом случае дроссельные шайбы устанавливаются из барабана, снабженного лазом.

Крепление экранных труб котлов с многократно-принудительной циркуляцией зависит от их конструкции. Вертикальные трубы крепятся аналогично экранным трубам барабанных котлов. Подъемно-опускные петли крепятся так же, как и экраны котлов Зульцера.

ГЛАВА ДВАДЦАТАЯ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ

20-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В современных энергетических котлах пароперегреватель является одной из основных тепловоспринимающих поверхностей нагрева. Повышение параметров перегретого пара сильно увеличивает долю тепла, получаемую в пароперегревателе, по отношению к общему приращению энтальпии в котле. Это приводит не только к увеличению размеров пароперегревателя, но и к изменению места его расположения в котле.

В старых конструкциях котлов пароперегреватель находился за мощным конвективным испарительным пучком. Температура газа перед пароперегревателем обычно не превышала 700°C , что было достаточно для перегрева пара до температуры $350\text{—}375^{\circ}\text{C}$.

В современных котлах для обеспечения высокого перегрева пароперегреватель размещается в области с высокой температурой газа. Так, конвективный пароперегреватель, состоящий из пучков труб, располагается в газоходе, непосредственно примыкающем к топке. В этом случае температура газа перед пароперегревателем достигает $1\,000\text{—}1\,100^{\circ}\text{C}$.

При еще более высокой температуре находится поверхность пароперегревателя, выполненная в виде плоских трубных лент, заполняющих верхнюю часть топочной камеры. Такой вид поверхности нагрева получил название полурадационной или ширмовой.

Наряду с этим в котлах высокого и сверхвысокого давления появился так называемый радиационный пароперегреватель, выполненный в виде экранов, покрывающих потолок и стены топочной камеры.

В качестве примера на рис. 20-1 приведена схема пароперегревателя современного котла высокого давления. Пар из барабана

котла поступает в радиационный пароперегреватель, экранирующий потолок топки. Далее он проходит ширмовый пароперегреватель и направляется в конвективный, состоящий из двух ступеней.

Таким образом, пароперегреватель современных котлов выполняется из нескольких частей: конвективной, радиационной и полурадационной. Такой пароперегреватель называется комбинированным. В зависимости от параметров и типа котла доля той или иной поверхности получается различной.

В барабанных котлах с умеренными параметрами пара сохранилась конструкция чисто конвективного пароперегревателя (см. рис. 9-21 и др.). В прямоточных котлах с вынесенной переходной зоной, как правило, пароперегреватель выполняется смешанным даже при невысоких параметрах пара (425°C , 35 ат).

В котлах высокого и сверхвысокого давления наряду с перегревом свежего пара имеет место промежуточный перегрев пара, после того как он отработал в цилиндре высокого давления турбины. Поверхность нагрева, где происходит дополнительный перегрев пара, называется вторичным или промежуточным пароперегревателем. В промежуточном пароперегревателе давление пара невелико и определяется тепловой схемой станции. Так, например, в котле с давлением и температурой перегретого пара соответственно 140 ата и 565°C параметры пара на выходе из промежуточного пароперегревателя соответственно равны 30 ата и 565°C . При сверхвысоком давлении часто пар дважды перегревается в двух промежуточных пароперегревателях.

Металл поверхности нагрева пароперегревателя имеет наивысшую в котельном агрега-

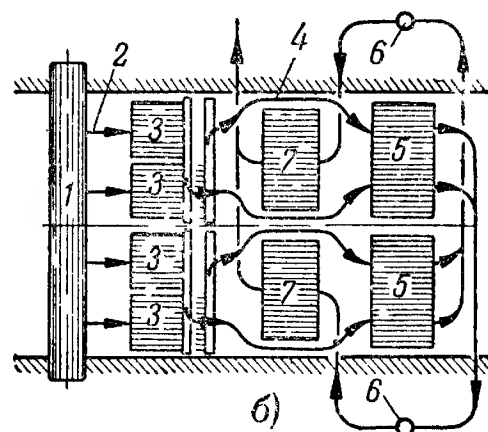
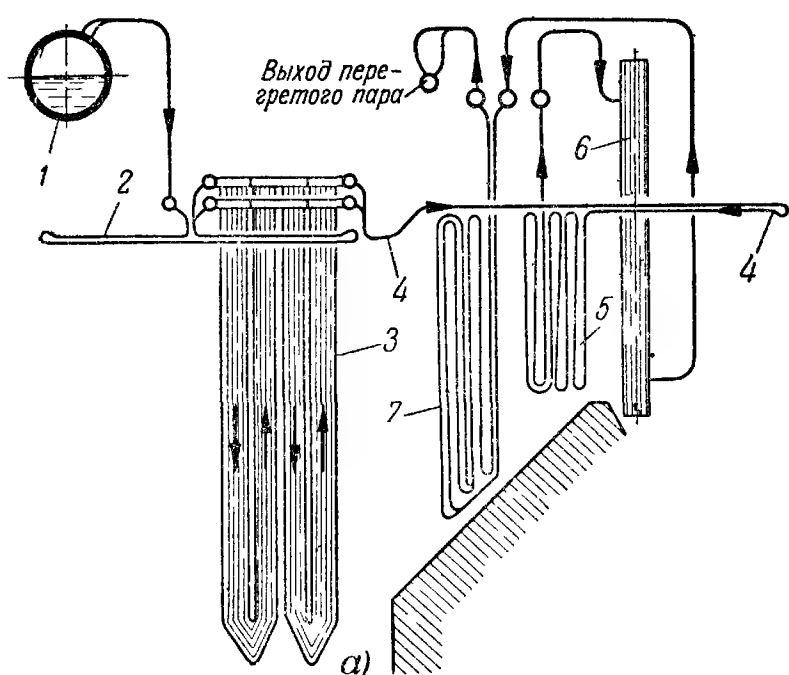


Рис. 20-1. Схема пароперегревателя блочного котла производительностью 220 т/ч, 100 атм, 540° С

а — вертикальный разрез б — вид сверху

1 — барабан котла 2 — потолочный экран 3 — ширмовый пароперегреватель 4 — потолочные трубы 5 и 7 — конвективный пароперегреватель 6 — пароохладитель

те температуру; это обуславливается высокой температурой пара и большими удельными тепловыми нагрузками. Части пароперегревателя, имеющие высокую температуру металла, выполняются из дорогих легированных сталей. В табл. 18-4 указана область температур стенки, в которой обычно используются различные марки сталей.

Металл пароперегревателя работает при температуре, близкой к предельной для выбранной марки стали. Поэтому даже сравнительно небольшое повышение температуры металла вызывает значительное снижение величины допустимых напряжений. Так, например, повышение температуры металла всего на 10° (с 540 до 550°) приводит к снижению допустимого напряжения для стали 12МХ в 1,3 раза. При дальнейшем повышении температуры стенки трубы прочностные характеристики металла падают еще быстрее.

Отсюда ясно, что даже незначительное превышение температуры пара в отдельных трубах сверх среднего значения может привести к недопустимому, по условиям прочности, повышению температуры стенки трубы. Следовательно, для обеспечения надежной работы труб пароперегревателя необходимо свести к минимуму температурную разверку. Это достигается определенными конструктивными мерами, обеспечивающими минимальную тепловую и гидравлическую неравномерность. С этой целью вся поверхность пароперегревателя разделяется на последовательно включенные по пару части с перемешиванием пара перед поступлением в каждую из них.

С повышением давления величина приращения энтальпии пара растет. Это приводит

к необходимости разделения пароперегревателя на большее количество последовательно включенных частей.

20-2. КОНВЕКТИВНЫЕ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ

Конвективные пароперегреватели выполняют двух основных типов: с вертикальным и горизонтальным расположением змеевиков.

Схема пароперегревателя с вертикальными змеевиками дана на рис. 20-2. Пароперегреватель состоит из большого количества змеевиков, присоединенных к коллекторам. При вертикальном расположении змеевиков направление движения пара попеременно изменяется с подъемного на опускное.

Каждый змеевик располагается в плоскости, перпендикулярной фронту котла, и, следовательно, многократно пересекает газоток от верха до низа. Расположение змеевиков в плоскости, совпадающей с направлением движения газа, обеспечивает одинаковый обогрев всех змеевиков при наличии значительного снижения температуры газов по глубине газотока. Наряду с этим устраняется влияние неравномерного поля температур по высоте газотока на величину тепловосприятия змеевиков. В современных мощных котлах с высотой газотока, достигающей до 6—8 м, тепловая нагрузка верхней и нижней частей змеевиков может различаться на 20% и более.

Вместе с тем расположение змеевиков в плоскости, перпендикулярной фронту котла, приводит к неравномерному их обогреву в случае неодинаковой температуры газов на входе в пароперегреватель по ширине газотока.

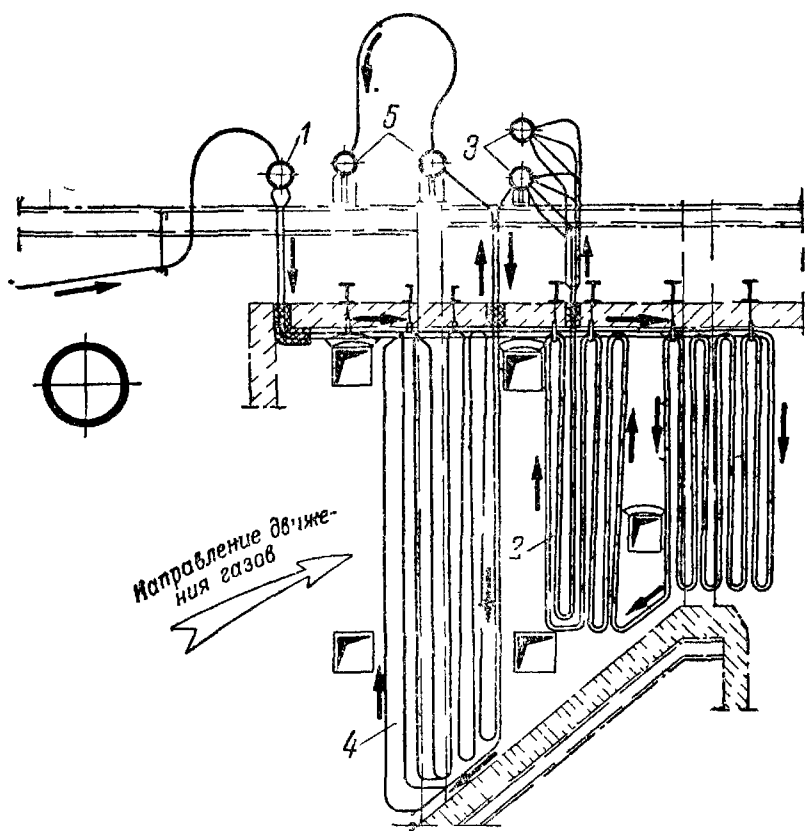


Рис 20-2 Схема пароперегревателя котла ТП-230-2.
1 — парохладитель 2 — пакет змеевиков из углеродистой стали,
3 — промежуточные коллекторы 4 — пакет змеевиков из хромомolibденовой стали, 5 — коллекторы перегретого пара

да. В результате этого в мощных котлах с широкими газоходами (до 20 м и более) тепловая нагрузка отдельных змеевиков может превышать среднюю более чем на 30%.

В этих условиях для обеспечения нормальной работы труб пароперегревателя имеет большое значение разделение пароперегревателя на части с перемешиванием пара до поступления его в следующую часть.

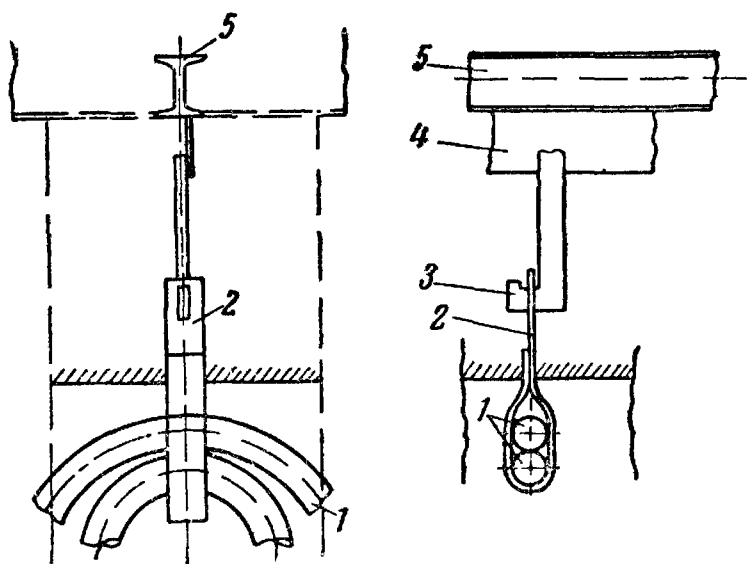


Рис. 20-3. Крепление змеевиков вертикального пароперегревателя.

1 — петля змеевика 2 — хомут; 3 — крючок, 4 — полоса, 5 — балка потолочного каркаса.

Змеевики вертикального пароперегревателя обычно располагаются в коридорном порядке, что уменьшает опасность шлакования при сжигании многозольных углей.

Вертикальные змеевики подвешиваются к каркасу котла за концы верхних петель, вынесенных из зоны активного обогрева. Такая подвеска очень проста и надежна. Подвеска пароперегревательных петель может выполняться по-разному. На рис. 20-3 показано крепление змеевиков с помощью хомутов. Хомут охватывает трубы и подвешивается к крючку, который приварен к полосе, в свою очередь сваренной с балкой каркаса.

Во многих конструкциях котлов потолок газохода закрыт трубами пароперегревателя, представляющими собой часть змеевика

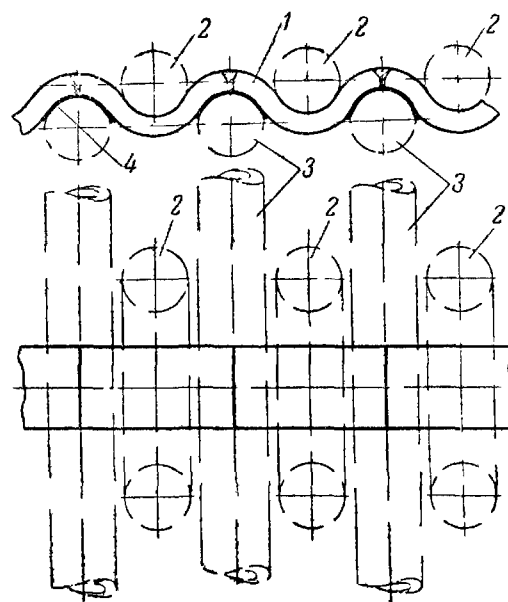


Рис. 20-4. Крепление пароперегревателя котла ТП-170 I.

1 — изогнутая полоса из стали ЭИ-211, 2 — змеевик пароперегревателя, 3 — потолочные трубы, 4 — асбестовая прокладка.

В этом случае верхние гибы змеевиков пароперегревателя могут подвешиваться на изогнутых полосах (змейках), выполненных из легированной стали (рис. 20-4). Змейки свободно лежат на потолочных трубах, которые в свою очередь с помощью хомутов подвешиваются к каркасу котла.

Высота газохода котла, а следовательно, и змеевиков превышает 3—5 м, поэтому змеевики являются достаточно гибкими. Для увеличения жесткости и обеспечения определенного расстояния между змеевиками на нижние петли змеевиков укладывают дистанционирующие гребенки из жаростойкого чугуна (рис. 20-5) и скрепляют их при помощи хомутов из жаропрочной стали.

Змеевик пароперегревателя может быть выполнен из одной или двух и более труб

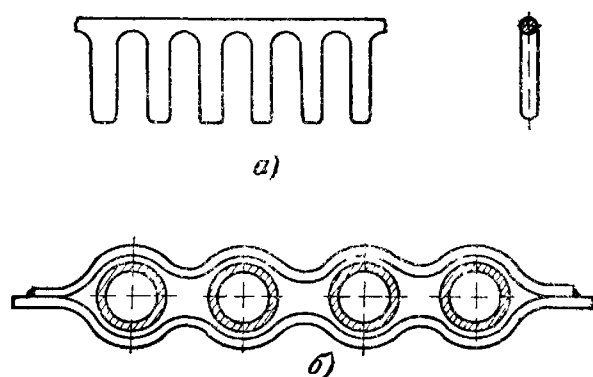


Рис. 20 5. Устройства для дистанционирования змеевиков пароперегревателя.

а — гребенка; б — хомуты.

(рис. 20-6). В зависимости от количества труб он называется одно- или многониточным. Увеличение количества параллельных труб в змеевике позволяет разместить большую поверхность нагрева в одних и тех же габаритах газохода. Скорость газа при этом остается прежней, так как она определяется сечением газохода и поперечным шагом между змеевиками. Напротив, скорость пара при использовании многониточных змеевиков соответственно уменьшается.

Скорость пара в трубах пароперегревателя выбирается из условия температурного режима труб. В первичных пароперегревателях она обычно находится в пределах $w_{\text{г}} = 500 \div 1200 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$. При этом с большей весовой скоростью выполняют последние по ходу пара ступени, а также радиационные, а иногда и ширмовые пароперегреватели. Во вторичных пароперегревателях, расположенных в конвективных газоходах, весовая скорость пара снижается до величины $w_{\text{г}} = 250 \div 400 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$. Это делается с целью уменьшения гидравлического сопротивления, так как увеличение перепада давлений в промежуточном перегревателе в значительной мере снижает экономичность станций.

Для снижения габаритов конвективного пароперегревателя прямые участки змеевиков часто выполняют с небольшим наклоном (рис. 20-6). Такая форма петель используется как в однониточных, так и в многониточных змеевиках.

С целью уменьшения опасности шлакования первые по ходу газа петли выполняются разреженными (фестонированными) (рис. 20-2). Это достигается увеличением продольного шага нечетных петель змеевиков (рис. 20-7). Продольный шаг каждого четного змеевика меньше, чем нечетного, в результате чего нечетные змеевики становятся выдвинутыми в топку. В результате этого фестонирован-

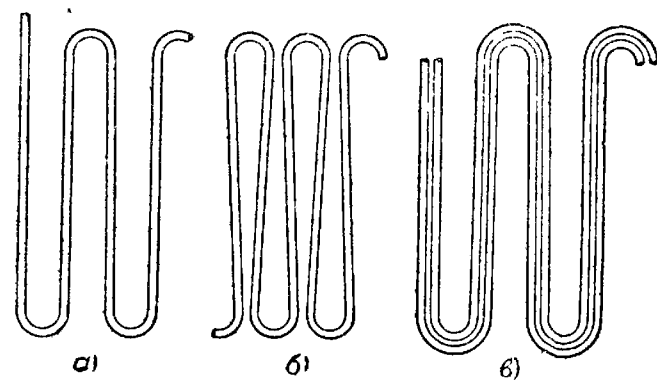


Рис. 20 6. Типы змеевиков пароперегревателей.

а — однониточный, б — плотный однониточный; в — двухниточный.

ные трубы располагаются в шахматном порядке с удвоенным шагом по ширине газохода. Для предотвращения возможности образования шлаковых «мостиков» между трубами поперечный шаг фестонированной части пароперегревателя должен быть больше $s_1/d \geq 4,5$, а продольный $s_2/d \geq 3,5$.

В горизонтальных пароперегревателях трубы, образующие змеевики, располагаются горизонтально. При этом плоскость змеевиков может быть как горизонтальной (см. рис. 9-23), так и вертикальной (рис. 20-11).

Применение того или иного типа змеевиков зависит от места установки пароперегревателя в котле. В горизонтальных газоходах может использоваться только первый тип — со змеевиками, расположенными в горизонтальной плоскости, так как плоскость змеевиков должна быть ориентированной в направлении потока. В противном случае неравномерность в обогреве отдельных змеевиков бу-

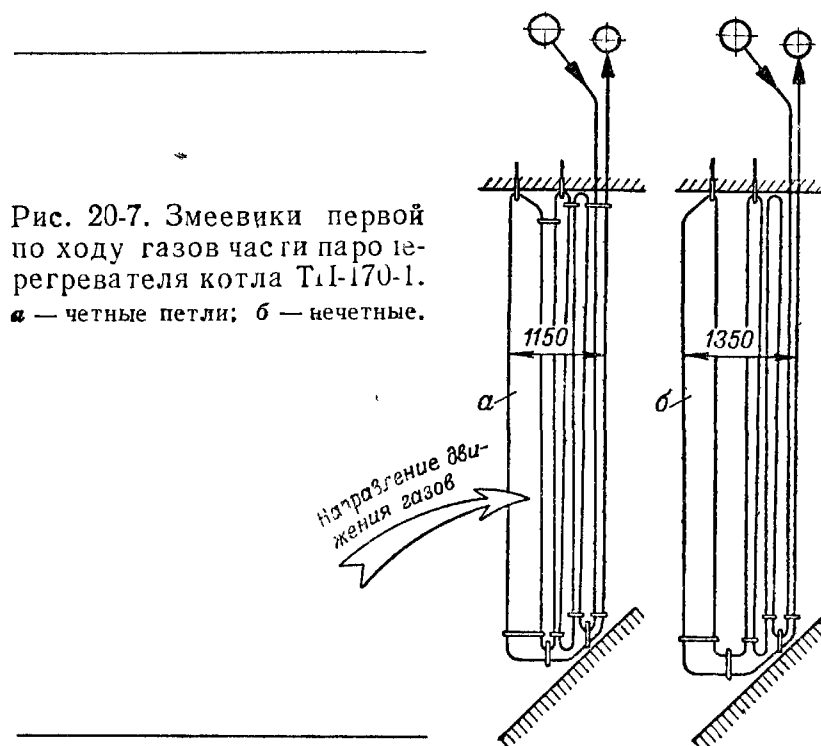


Рис. 20-7. Змеевики первой по ходу газов части пароперегревателя котла ТГЛ-170-1. а — четные петли; б — нечетные.

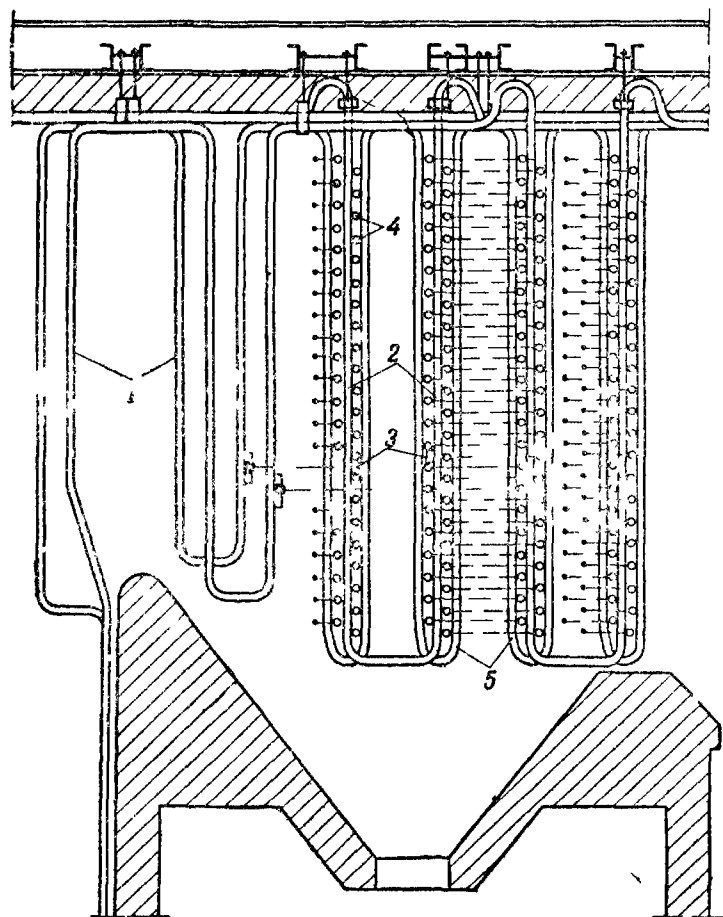


Рис. 20-8 Пароперегреватель котла Рамзина 51СП
1 — фестон, 2 — по весные трубы, 3 — опорные ребра, 4 — змеевики пароперегревателя, 5 — дистанционирующие трубы

дет чрезмерной. По этой же причине в вертикальных газоходах используются горизонтальные пароперегреватели с расположением змеевиков в вертикальной плоскости (т. е. вдоль потока).

На величине тепловосприятия змеевиков, лежащих в горизонтальной плоскости, сказывается неравномерность в их обогреве, связанная с наличием неодинаковой температуры газа по высоте газохода.

На рис. 20-8 дана конструкция конвективного пароперегревателя котла 51СП 230/100. Змеевики пароперегревателя лежат в горизонтальной плоскости и образуют шахматный пучок. При шахматном расположении по сравнению с коридорным при одном и том же поперечном шаге и той же высоте газохода размещается вдвое большее количество параллельных змеевиков. При коридорном расположении и малой высоте газохода сравнительно с его шириной скорость пара будет выше, чем при вертикальных змеевиках, и может получиться чрезмерно большой. Первые по ходу газа петли змеевиков выполняются с нормальным шагом, если перед ними находится фестон.

Горизонтально расположенные змеевики, как правило, выполняют однониточными. При

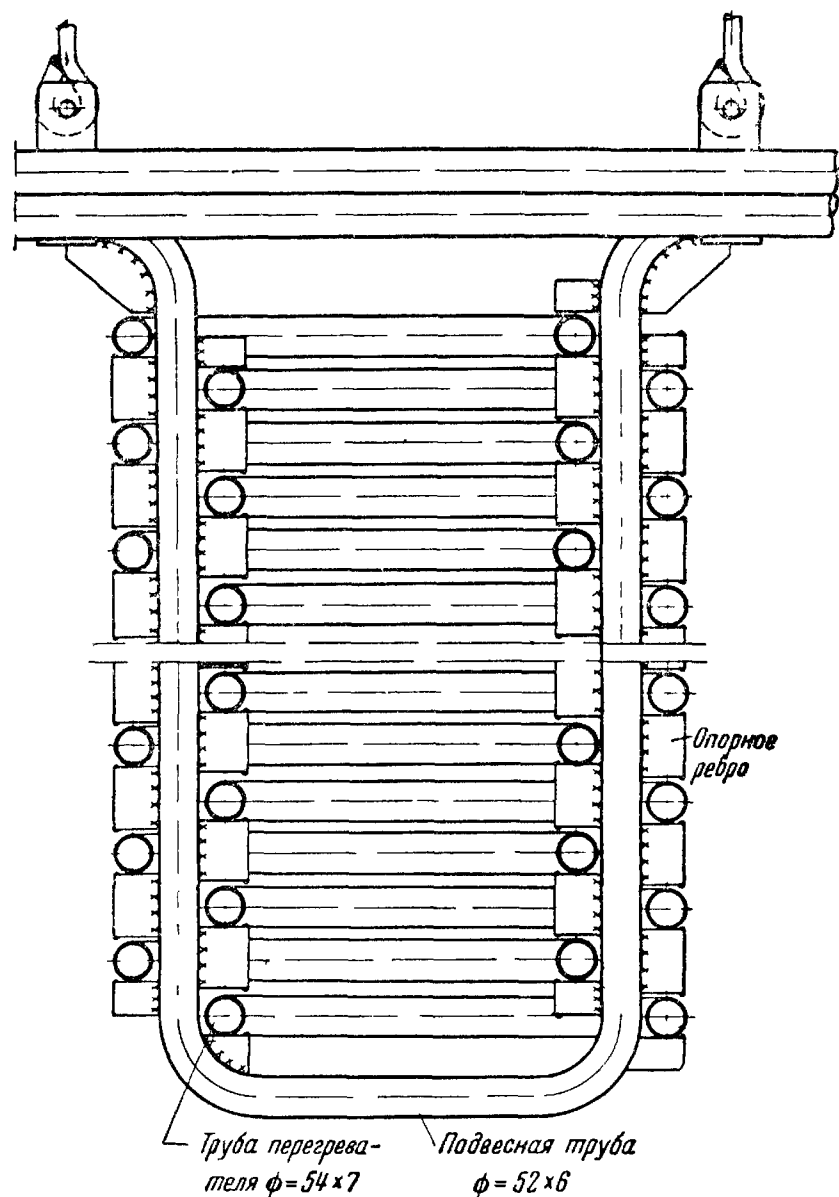


Рис. 20-9 Деталь крепления пароперегревательных труб котла 51СП.

изготовлении змеевика из двух труб образуются сравнительно широкие горизонтальные площадки, на которых могли бы легко откладываться зола и шлак.

Горизонтально расположенные трубы крепить сложнее, чем вертикальные, так как детали крепления должны проходить через газоход. Наиболее часто крепление горизонтальных пароперегревателей выполняется на подвесных трубах, охлаждаемых паром или водой. Трубы пароперегревателя котла 51СП лежат на проставках, приваренных к подвесным трубам (рис. 20-9). В качестве подвесных труб использованы трубы потолочного экрана, которые в области пароперегревателя образуют вертикальные петли. Часть петель потолочных труб служит для подвески пароперегревателя, а другая — для дистанционирования шага между трубами. Количество петель выбирается таким, чтобы длина всех потолочных труб была одинаковой.



Рис. 20-10 Крепление змеевиков горизонтального пароперегревателя на подвесках из жаропрочной стали

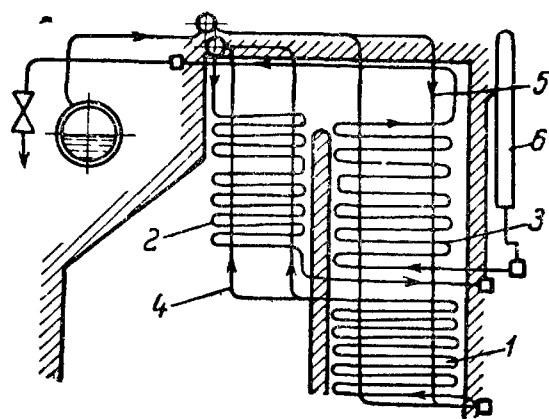


Рис. 20-11. Пароперегреватель с горизонтальными трубами.

1—3 — пакеты пароперегревателя;
4 и 5 — подвесные трубы, 6 — парохладитель

Подвеска горизонтальных труб на хомутах из жаропрочной стали показана на рис. 20-10. Каждая труба в нескольких местах по длине охватывается полосами из жаропрочной стали, которые подвешиваются к каркасу. Подвески имеют очень высокую температуру. Поэтому даже при использовании высоколегированных дорогих жаропрочных сталей такие подвески недостаточно надежны и обычно применяются только в зоне умеренных температур газа.

На рис. 20-11 показана схема пароперегревателя, размещенного в вертикальном газоходе и выполненного из горизонтальных труб с расположением змеевиков в вертикальной плоскости. Все змеевики пароперегревателя крепятся на подвесных трубах. Подобные конструкции нередко используются в зарубежных котлоагрегатах.

При расположении пароперегревателя в конвективном вертикальном газоходе его вы-

полняют аналогично другим змеевиковым поверхностям нагрева. На рис. 20-12 показана конвективная часть первичного пароперегревателя котла 68СП. Первая ступень перегревателя изготовлена из труб диаметром 32×5 , а вторая из труб 32×6 . Для обеспечения требуемого значения весовой скорости при малом диаметре труб змеевики пароперегревателя выполнены четырехниточными. Пар к турбине отводится от двух выходных коллекторов двумя паропроводами.

Змеевики пароперегревателя лежат на стойках, которые в свою очередь опираются на балки, связанные с каркасом котла.

Выбор типа конвективного пароперегревателя — горизонтального или вертикального — определяется рядом соображений.

Вертикальные пароперегреватели имеют более простое крепление и меньше шлакуются.

Их недостатком является невозможность дренирования (удаления) влаги, которая в барабанных котлах попадает в трубы в результате конденсации пара во время останова котла. В вертикальные пароперегреватели прямоточных котлов вода поступает во время останова и растопки при прокачивании воды.

При заполнении вертикальных змеевиков частично водой, а частично воздухом затрудняется удаление воздуха в период растопки котла, о чем указывалось в § 14-3. В результате образования воздушных пробок, запираемых столбом воды, возможен пережог труб. Поэтому прямоточные котлы с вертикальными пароперегревателями требуют удаления воздуха при повышенной скорости воды во вре-

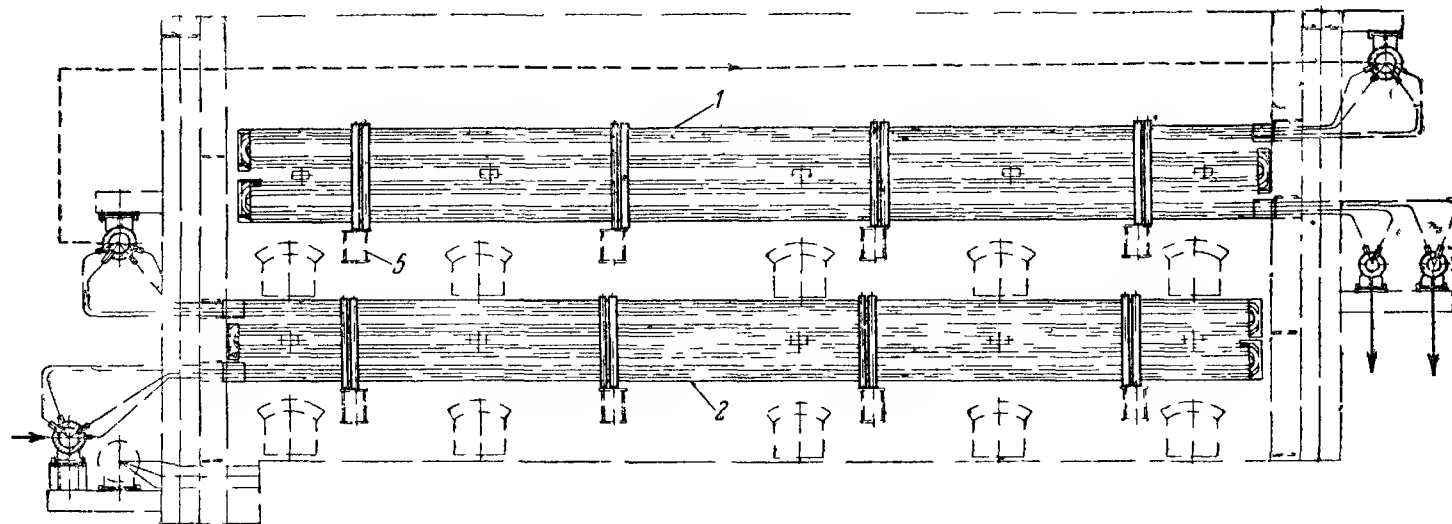


Рис. 20-12 Первичный пароперегреватель котла 68СП (ПК-12) производительностью 300 т/ч, 265 ата, 575°C.
1 — вторая ступень конвективного перегревателя; 2 — первая ступень.

мя растопки. В барабанных котлах с вертикальными пароперегревателями растопка должна проводиться так, чтобы температура газов, омывающих змеевики, была невысокой вплоть до момента выпаривания водяных пробок или их выталкивания при большом расходе пара.

Горизонтальные пароперегреватели легко дренируются, что исключает все затруднения, связанные с нахождением воды в трубах, и уменьшает опасность «стояночной» коррозии. Вместе с тем крепление труб горизонтальных пароперегревателей сложнее и они имеют большую склонность к шлакованию и заносу золой.

Наружный диаметр труб в большинстве конструкций пароперегревателей находится в пределах 28—42 мм. Толщина стенки рассчитывается из условия прочности. При этом по технологии изготовления труб минимальная толщина стенки составляет 3 мм. Наибольшая толщина стенки обычно не превышает 6—7 мм. Трубы к коллекторам, как правило, крепятся на сварке. В современных котлах вальцовочное соединение не применяется даже в коллекторах насыщенного пара.

Конвективные промежуточные пароперегреватели выполняются аналогично перегревателям свежего пара. Вследствие малых значений весовой скорости пара змеевики промежуточных перегревателей выполняют многониточными из труб с увеличенным диаметром. Последнее также позволяет уменьшить гидравлическое сопротивление.

Шаги труб и скорость газа в конвективных пароперегревателях выбираются из соображений, общих для всех конвективных поверхностей нагрева. Подробно этот вопрос рассмотрен в гл. 21.

20-3. РАДИАЦИОННЫЕ И ПОЛУРАДИАЦИОННЫЕ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ

Радиационные пароперегреватели размещаются в топке, экранируя часть ее стен.

Наиболее просто радиационные пароперегреватели komponуются в отечественных прямоточных котлах. В котле 67СП радиационный пароперегреватель размещен в верхней части топки в виде настенных горизонтальных экранов и потолочных труб. Конструкция настенного радиационного пароперегревателя аналогична конструкции испарительных экранов. В прямоточных котлах без вынесенной переходной зоны радиационный пароперегреватель является прямым продолжением испарительного экрана. В зарубежных прямоточных котлах радиационные пароперегреватели

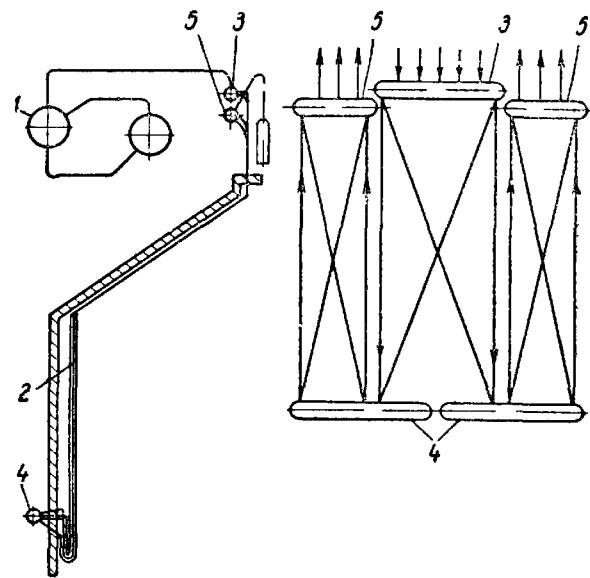


Рис. 20-13 Радиационный пароперегреватель котла ТП-240 (240 т/ч, 185 атм, 660°С).

1 — передний барабан котла, 2 — радиационная часть пароперегревателя; 3 — входной коллектор; 4 — промежуточные коллекторы; 5 — выходные коллекторы.

обычно выполняются из горизонтальных трубных лент, закрывающих верхнюю часть топки по всему периметру.

Радиационный пароперегреватель барабанных котлов изготавливается обычно в виде вертикальных экранов, которые лучше, чем горизонтальные, сочетаются с вертикальными испарительными экранами.

Во многих конструкциях котлов радиационный пароперегреватель располагают в верхней части топки. На рис. 20-13 показана схема радиационного пароперегревателя котла ТП-240. Трубы радиационного пароперегревателя экранируют потолок и верхнюю часть фронтальной стенки. Пар из барабана котла поступает во входной коллектор, и далее проходит по трубам диаметром 42×6, закрывающим среднюю часть потолка и фронтальной стенки. Из промежуточного коллектора пар поднимается по трубам, экранирующим боковые стороны фронтальной стенки и потолка. Пароперегревательные трубы висят на верхних коллекторах и при нагревании перемещаются вниз.

Радиационный пароперегреватель может быть выполнен также в виде вертикальных экранов, закрывающих стенку топочной камеры по всей ее высоте (рис. 20-14). Конструкция такого перегревателя подобна конструкции испарительных экранов котлов естественной циркуляции.

Часто пароперегревательные трубы размещаются между испарительными (рис. 20-15). Такое расположение труб особенно удобно в котлах с натрубной обмуровкой, так как оно позволяет передать нагрузку от обмуров-

ки на испарительные трубы. Радиационный пароперегреватель котла на рис. 20-14 выполнен по этой схеме. Его каждые три трубы отделены от соседних двумя испарительными трубами.

На рис. 20-16 показаны схемы включения труб в настенных радиационных пароперегревателях. При данном размере радиационного пароперегревателя наибольшее количество параллельно включенных труб получается при использовании одноходовой схемы. В многоходовых схемах топочная неравномерность сказывается меньше, так как пароперегреватель разбит на несколько узких панелей с перемещением пара за каждым ходом. Необходимая скорость пара в радиационном пароперегревателе обеспечивается выбором количества ходов и диаметра пароперегревательных труб.

Расположение пароперегревателя на верхней части стен топки снижает высоту соответствующего испарительного экрана, что приводит к ухудшению циркуляции в нем. При выполнении перегревателей экранов на всю высоту топки этого не происходит. Однако поверхность нагрева таких перегревателей

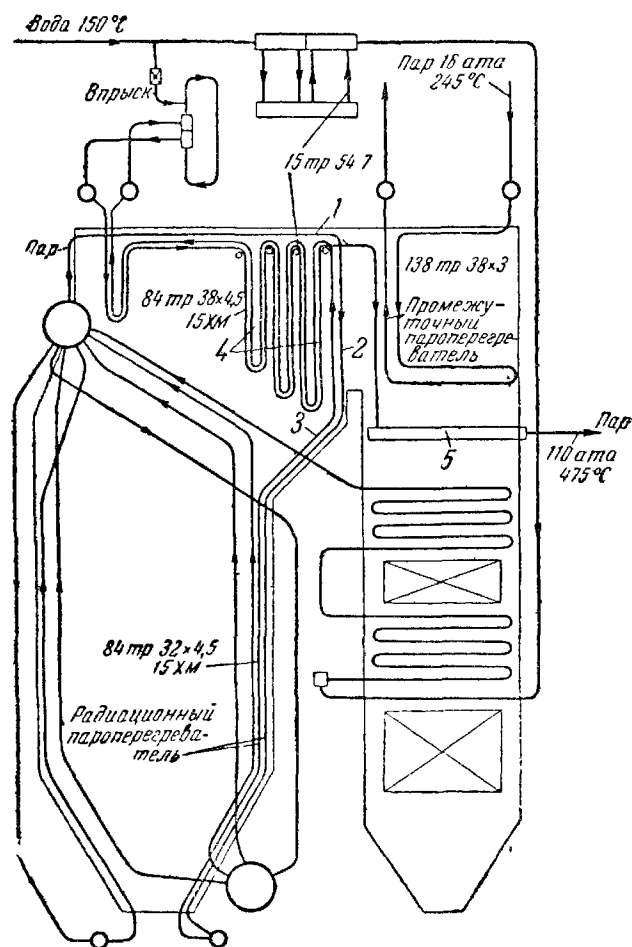


Рис. 20-14. Схема установки настенного радиационного пароперегревателя.

1 — потолочные трубы; 2 и 3 — опускные и подъемные трубы радиационного перегревателя; 4 — конвективный перегреватель; 5 — коллектор перегретого пара.

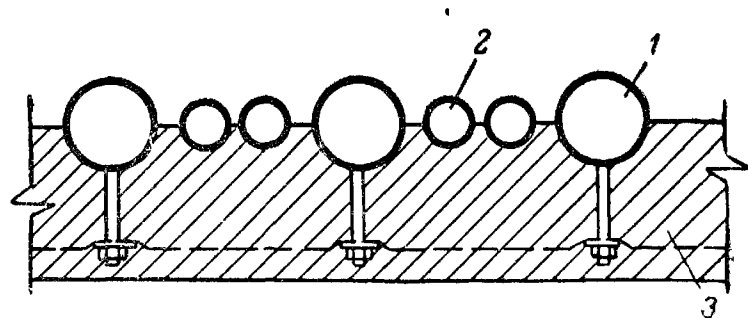


Рис. 20-15. Размещение пароперегревательных труб между испарительными.

1 — испарительные трубы; 2 — пароперегревательные трубы; 3 — обмуровка.

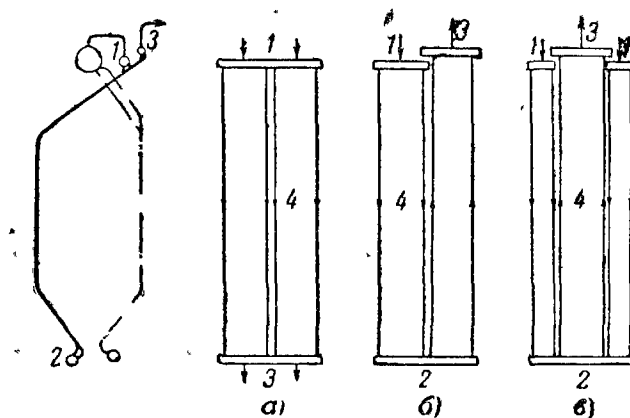


Рис. 20-16. Схема включения труб настенного радиационного пароперегревателя.

а — одноходовая; б — двухходовая; в — двухходовая с симметричным расположением ходов
1, 2 и 3 — входные, промежуточные и выходные коллекторы; 4 — пароперегревательные трубы.

работает с высокими тепловыми нагрузками, особенно в области ядра факела. Это повышает требование к металлу труб и усложняет растопку котла, особенно в первый период, в связи с трудностями в обеспечении допустимой температуры стенки при небольшом расходе пара. Способы охлаждения пароперегревателей в период растопки рассмотрены в гл. 24.

Полурадиационные пароперегреватели устанавливаются на выходе из топки с расстоянием между соседними ширмами 500—2000 мм (рис. 20-17).

Трубы, образующие ширмы, могут располагаться как вертикально, так и горизонтально. Преимущества и недостатки того или иного способа выполнения ширм такие же, как и соответствующих конструкций конвективных пароперегревателей.

Ширмовый пароперегреватель с вертикальными трубами использован в котле ТП-80 (рис. 19-12). Ширмы располагаются на входе в конвективный газоподъемник и представляют собой как бы сильно развитый фестон. Трубы ширмового перегревателя висят на коллекторах, которые подвешены к каркасу котла. Для

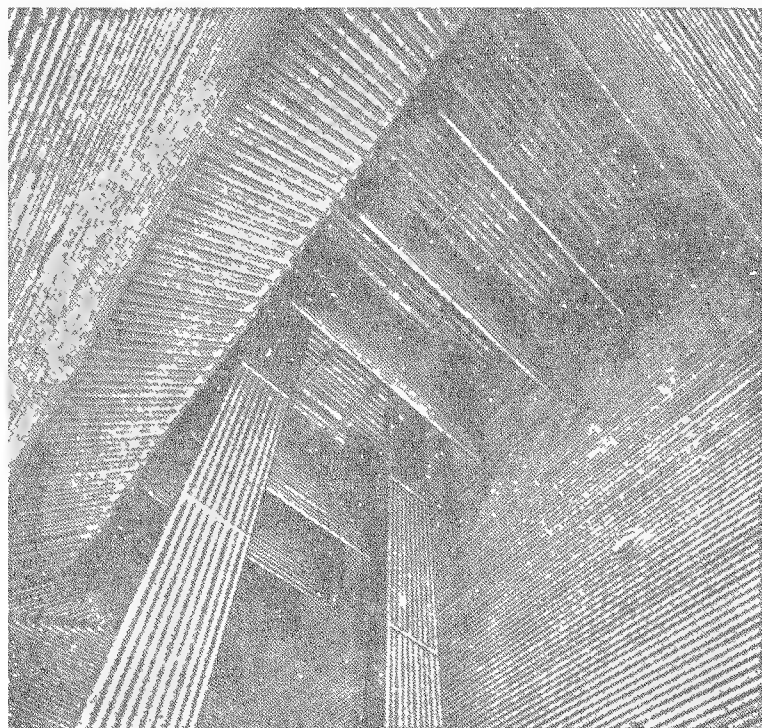


Рис. 20-17. Вид "ширмового" перегревателя котла Зульцера.

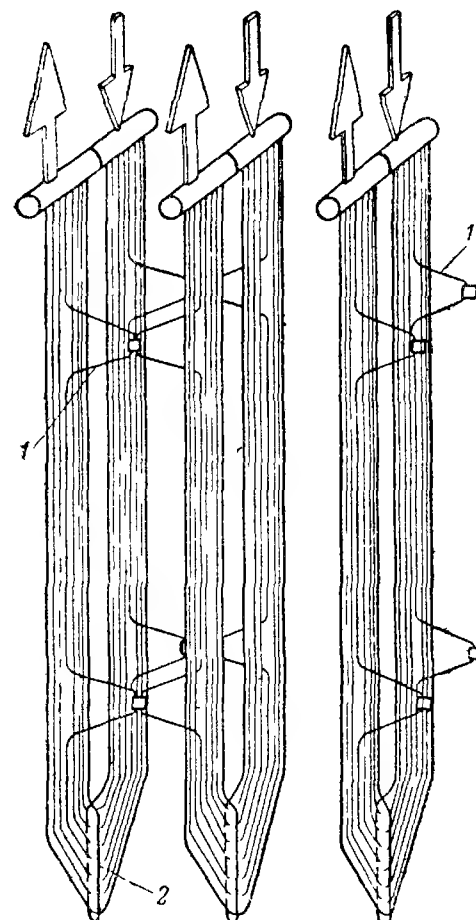


Рис. 20-18. Схема ширмового пароперегревателя.

1 — соединительные трубы;
2 — обвязочные трубы.

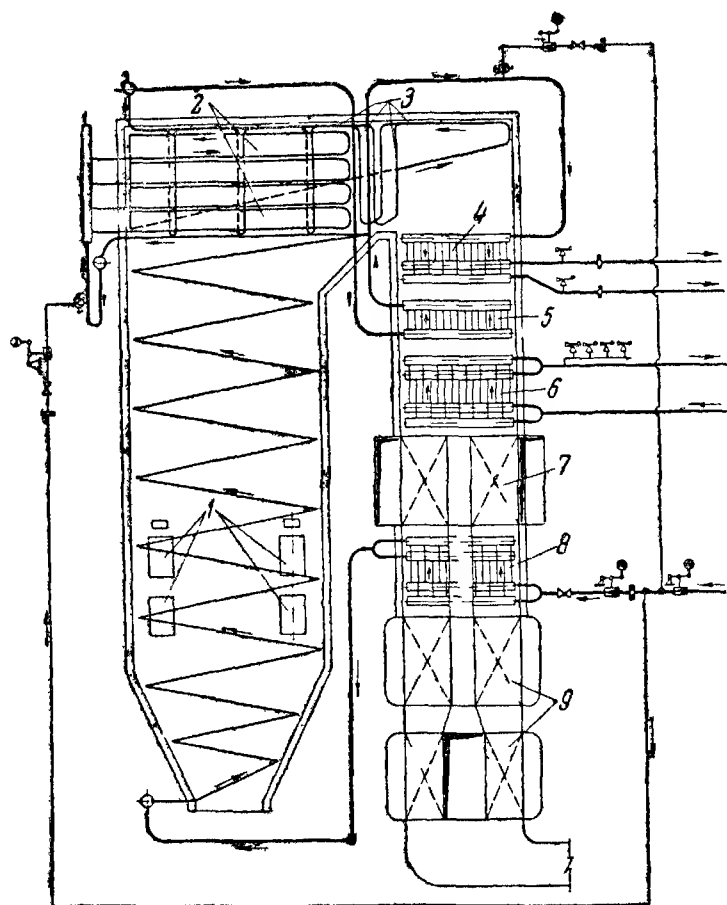


Рис. 20-19. Схема котла 68СП (ЛК 12).

1 — горелки; 2 — ширмы, 3 — потолочные трубы и пакет первого газохода, 4 — конвективный пароперегреватель второй ступени; 5 — конвективный пароперегреватель первой ступени, 6 — промежуточный пароперегреватель, 7 и 9 — воздухоподогреватель; 8 — экономайзер

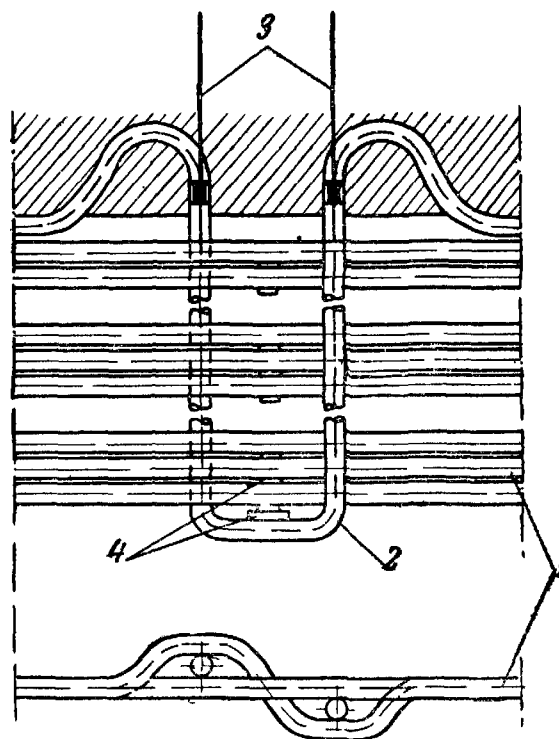


Рис. 20-20. Деталь крепления горизонтальных ширм.

1 — трубы ширмового перегревателя, 2 — подвесные трубы; 3 — хомуты с крючками; 4 — проставки.

предотвращения выгибания плоскости ширм и нарушения расстояния между ними соседние ширмы соединяются отдельными трубами, скрепленными хомутами. В нижней части ширм средние трубы перевязывают остальные (рис. 20-18).

В прямоточном котле 68СП поверхность ширм образована трубной лентой, введенной в топочную камеру (рис. 20-19). Горизонтальные трубы ширм подвешиваются к специальным подвесным трубам (рис. 20-20).

Ширмовые поверхности нагрева меньше шлакуются, чем конвективные, поэтому их можно ставить в области с более высокой температурой газа. Использование ширмовых поверхностей нагрева, так же как и двухсветных экранов, позволяет уменьшить габариты топочной камеры.

20-4. КОМПОНОВКА ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ

Выбор схемы пароперегревателя является одной из сложных технических задач. Конструкция и компоновка пароперегревателя зависят от параметров пара, способа сжигания и свойств топлива, условий регулирования и эксплуатации, профиля и назначения котельного агрегата. При этом должна быть обеспечена высокая надежность его работы при минимальной стоимости. Сложные и часто противоречивые требования к пароперегревателю и породили большое разнообразие конструкций.

Чисто конвективный пароперегреватель применяется в барабанных котлах с умеренной величиной температуры пара. Такой перегреватель, в частности, использован в серии отечественных котлов высокого давления (100 атм, 510°С). Конвективный пароперегреватель при П-образной компоновке газоходов располагается в соединительном газоходе. От топочной камеры он обычно отделяется фестонными трубами (см. рис. 9-22).

В отношении взаимного направления потоков газа и пара конвективный пароперегреватель может быть выполнен прямоточным, противоточным и со смешанным током (рис. 20-21). Наибольшая поверхность нагрева при прочих равных условиях получается при прямотоке, наименьшая — при противотоке. Однако в противоточном пароперегревателе выходная часть змеевиков имеет наиболее высокие тепловые нагрузки. В результате этого температура стенки может быть такой, что потребуются применение более дорогих высоколегированных сталей. Поэтому в тех

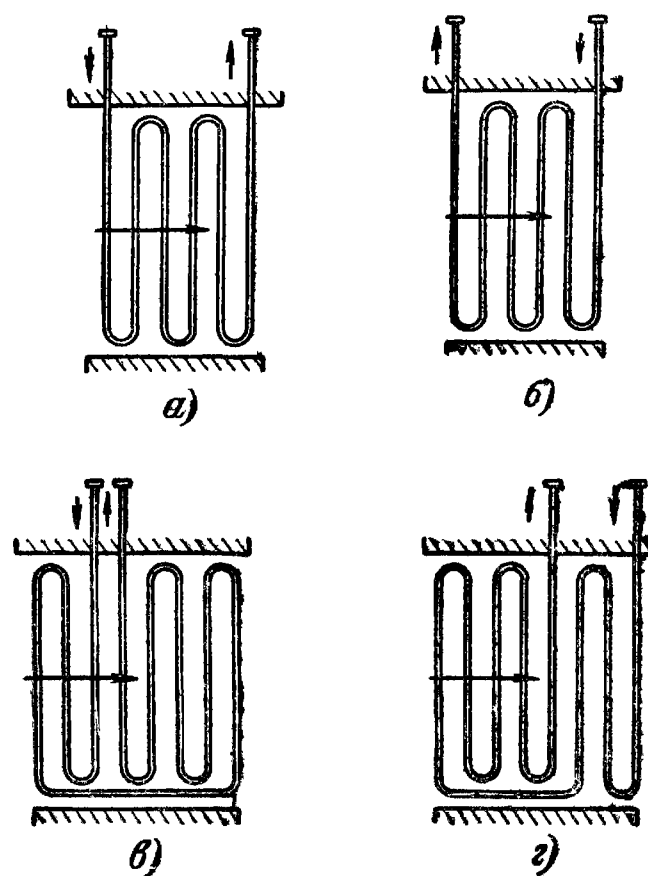


Рис. 20-21. Схема взаимного движения пара и газа в пароперегревателях

а — параллельный ток; б — противоток; в — двойной противоток; г — смешанный ток.

случаях, когда использование противотока приводит к значительному удорожанию поверхности нагрева, используются схемы с двойным противотоком или смешанным током. В последних схемах выходная часть змеевиков находится в области с более низкой температурой газов по сравнению с противоточной схемой. Наибольшее распространение в отечественных котлоагрегатах получила смешанная противоточно-прямоточная схема. В этой схеме противоток соблюдается в зоне с низкой температурой газов, где это особенно существенно, а переход на прямоток имеет место в зоне с высокой температурой газов, где температурный напор велик.

Для уменьшения влияния тепловой и гидравлической неравномерностей конвективный пароперегреватель, как правило, разделяется на две-три последовательно включенные части с приращением энтальпии пара в каждой не выше чем на 100—60 ккал/кг. После каждого пакета организуется перемешивание пара. Схема взаимного расположения пакетов в газоходе и способы организации перемешивания рассматриваются на примере конструкции пароперегревателей некоторых типов отечественных барабанных котлов высокого давления.

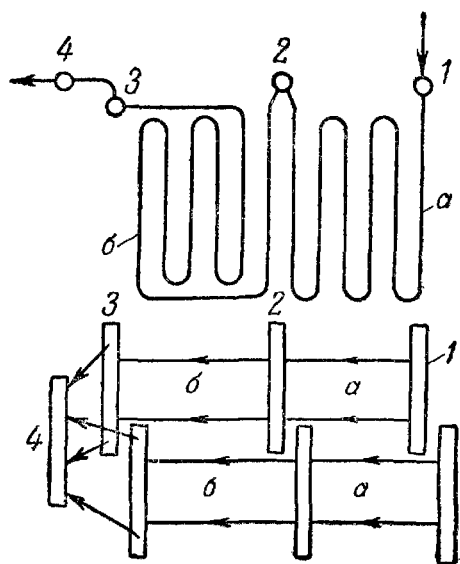


Рис. 20-22. Схема пароперегревателя котла ТП-230-1.

а — первая ступень; *б* — вторая ступень.
1, 2 и 3 — входные, промежуточные и выходные коллекторы; 4 — паросборная камера.

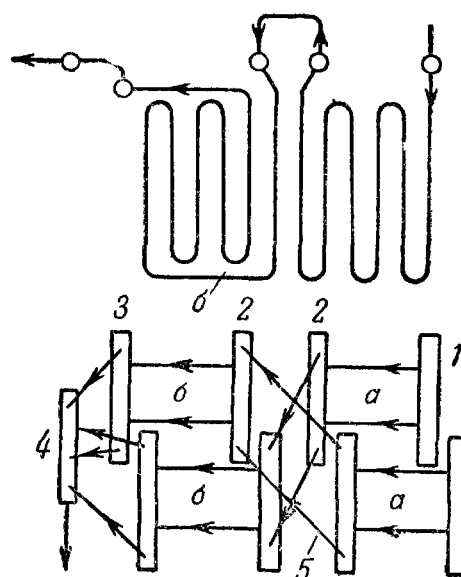


Рис. 20-23. Схема пароперегревателя котла ТП-230-2.

а — первая ступень; *б* — вторая ступень.
1 — входные коллекторы; 2 — смешительные коллекторы; 3 — выходные коллекторы; 4 — паросборная камера; 5 — перекидные трубы.

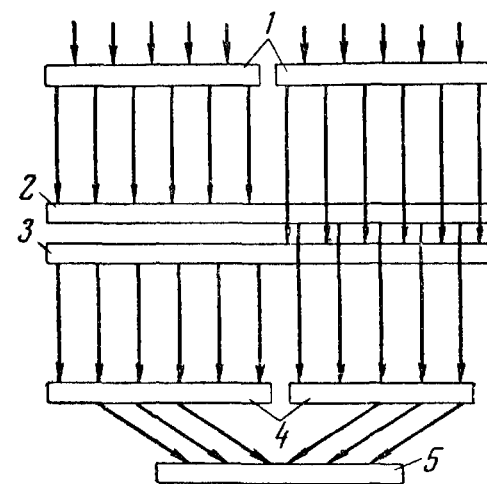


Рис. 20-24. Схема пароперегревателя котла ТП-170.

1 — коллекторы насыщенного пара; 2 и 3 — промежуточные коллекторы; 4 — коллекторы перегретого пара; 5 — паросборник.

Пароперегреватель котла ТП-230-1 проходными коллекторами разбит на две ступени (рис. 20-22). Первая ступень выполнена противотоком, а вторая — прямотоком. Промежуточный коллектор является общим для двух ступеней (выходным для первой и входным для второй ступени). В этом коллекторе не происходит сколько-нибудь значительного выравнивания энтальпии пара, поскольку в нем перемешиваются лишь потоки, выходящие из соседних труб. Роль промежуточного коллектора ограничивается выравниванием давления во входных сечениях труб второго пакета, что обеспечивает более равномерное распределение пара по ним.

Таким образом, при использовании промежуточного проходного коллектора неравномерность в обогреве отдельных труб по ширине газохода сохраняется. В результате этого при эксплуатации наблюдались случаи значительного повышения температуры пара на выходе из отдельных змеевиков (на 50—70°С против среднего значения). Это привело к тому, что от такого способа разделения пароперегревателей отказались.

Более совершенным оказался способ перемешивания, примененный на котле ТП-230-2 (рис. 20-23). В этой конструкции каждая часть пароперегревателя имеет свои входные и выходные коллекторы. Пар из выходного коллектора первой ступени восьмью перекидными трубами направляется во входной коллектор второй ступени, расположенный на противоположной стороне газохода. Переме-

шивание пара в основном происходит при его движении в перекидных трубах, в каждую из которых пар поступает из $\frac{1}{8}$ всего количества змеевиков. Переброс пара из одной половины в другую обеспечивает более равномерное тепловосприятие последовательно включенных пакетов, так как неравномерное поле температур газов по ширине газохода сохраняется на большом расстоянии от топки.

В пароперегревателе котла ТП-170 перемешивание пара происходит при его движении по промежуточному коллектору (рис. 20-24). Это обеспечивает более полное перемешивание пара, чем в предыдущих схемах, и вместе с тем позволяет более просто организовать подачу пара из одной стороны газохода в другую.

Лучший результат получается при разделении пароперегревателя на три ступени с организацией перемешивания пара после каждой. По такой схеме выполнен пароперегреватель котла ПК-10 (рис. 20-25 и 20-26). Первая ступень выполнена противотоком и заполняет всю ширину газохода. Вторая ступень расположена по бокам, а третья — в середине газохода. Пар из первой ступени по перекидным трубам направляется в пакет второй ступени, расположенной на противоположной стороне. Перемешивание пара перед третьей ступенью перегревателя осуществляется при движении его по смешительному коллектору. Вторая и третья ступени выполнены прямотоком. Во всех ступенях использованы двухниточные змеевики из труб

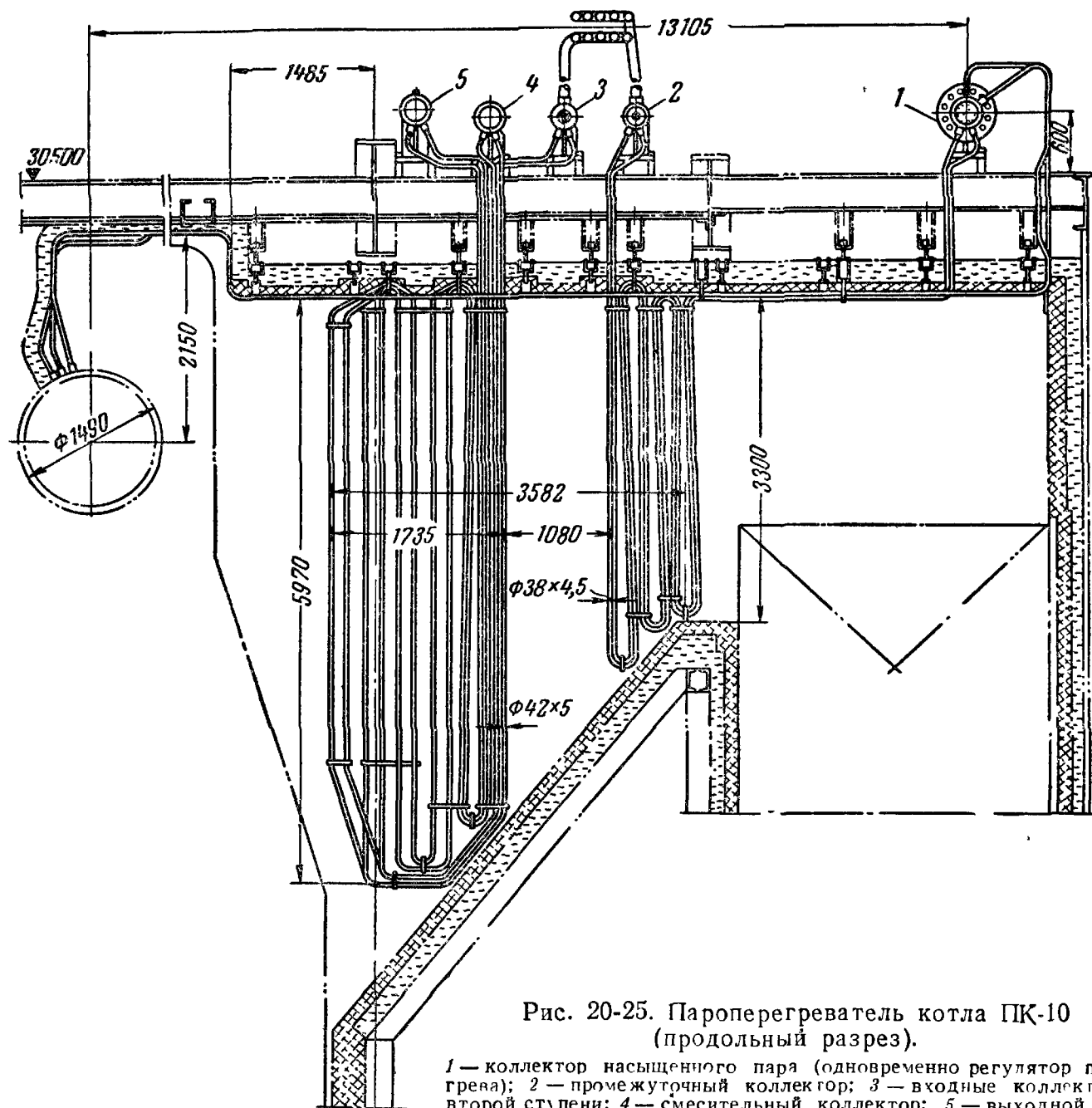


Рис. 20-25. Пароперегреватель котла ПК-10 (продольный разрез).

1 — коллектор насыщенного пара (одновременно регулятор перегрева); 2 — промежуточный коллектор; 3 — входные коллекторы второй ступени; 4 — смешительный коллектор; 5 — выходной коллектор третьей ступени.

Ø38×4,5 (первая ступень) и Ø42×5 (вторая и третья ступени). Весовая скорость пара в первой ступени $w_{\gamma}=470 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$, во второй $w_{\gamma}=710 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$ и в третьей $w_{\gamma}=850 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$. Приращения энтальпии в соответствующих пакетах равны: $\Delta i_1=68 \text{ ккал/кг}$, $\Delta i_2=63 \text{ ккал/кг}$ и $\Delta i_3=50 \text{ ккал/кг}$. Деление пароперегревателя на три части с перемешиванием пара после каждой и перебросом его по сторонам газотока практически обеспечивает равенство температуры пара на выходе из отдельных смесителей.

Комбинированные пароперегреватели, как правило, применяются в котлах с высокими и сверхвысокими параметрами пара. Распределение тепловосприимчивости между радиационной, полурadiационной (ширмовой) и конвективными частями перегрева-

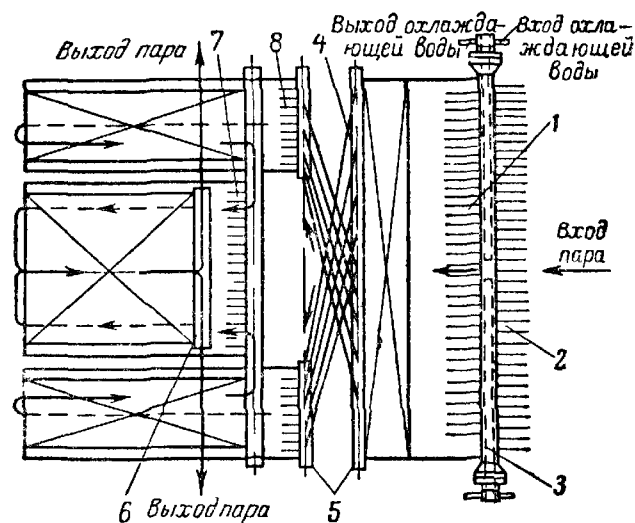


Рис. 20-26. Схема пароперегревателя котла ПК-10.

1 — первая ступень; 2 — подводящие трубы; 3 — парохладитель; 4 — соединительные трубы; 5 — промежуточные коллекторы; 6 — выходной коллектор; 7 и 8 — третья и вторая ступени.

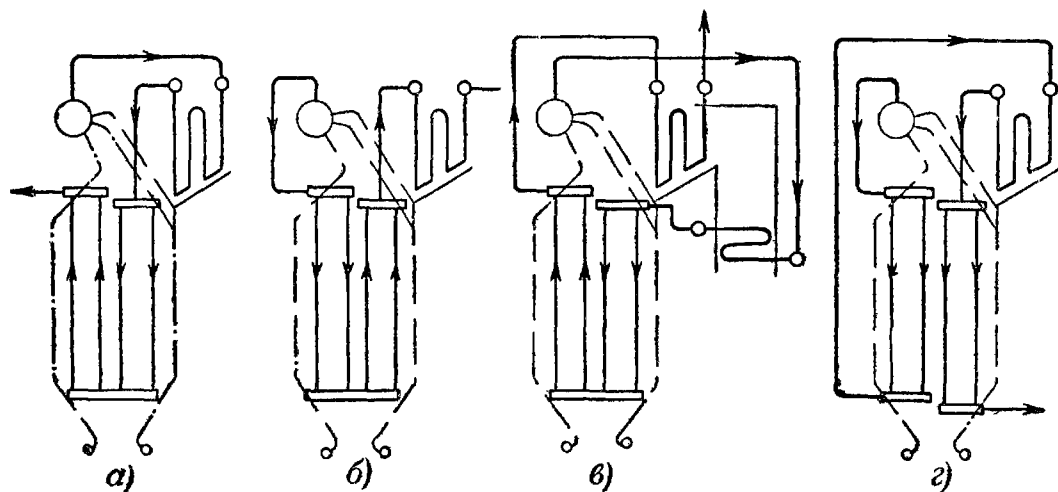


Рис. 20-27. Способы соединения частей комбинированного пароперегревателя

а — конвективно-радиационный; *б* — радиационно-конвективный; *в* — конвективно-радиационно-конвективный; *г* — радиационно-конвективно-радиационный.

теля определяется при компоновке котлоагрегата (см. гл. 25). В современных конструкциях котлов приращение энтальпии пара в радиационном и полурadiационном пароперегревателях доходит до 50% и более ее общей величины.

При заданном значении величины приращения энтальпии пара в радиационной и конвективной частях пароперегревателя возможна различная последовательность их включения. На рис. 20-27 показаны возможные схемы компоновок радиационно-конвективного перегревателя.

В первой компоновке начальный перегрев пара происходит в конвективной части, а окончательный — в радиационной. При этом соблюдается противоточная схема включения по отношению к указанным частям пароперегревателя: часть с низкой температурой пара находится в газоходе с более низкой температурой газа, поэтому поверхность нагрева получается наименьшей. Однако металл радиационного перегревателя работает в тяжелых условиях, так как в этом случае высокая температура пара сочетается с большими тепловыми нагрузками. Поэтому такая компоновка применяется редко.

Во второй компоновке пар сначала поступает в радиационную, а затем в конвективную части. Хотя суммарная поверхность нагрева в этом случае больше по сравнению с первой, но зато выходная часть пароперегревателя находится в более легких температурных условиях, что позволяет применить более дешевую сталь. Конвективная часть таких комбинированных пароперегревателей обычно выполняется по схеме смешанного тока.

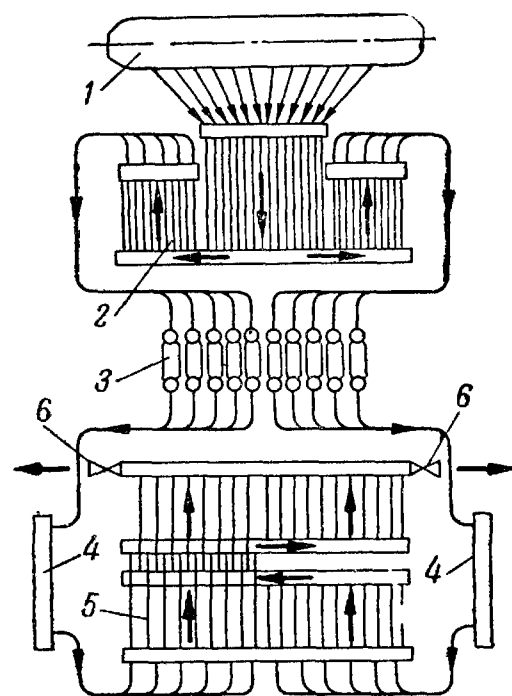


Рис. 20-28. Схема первичного пароперегревателя котла ТП-240 I

1 — передний барабан; *2* — радиационный пароперегреватель; *3* — ширмовый пароперегреватель; *4* — пароохладитель; *5* — конвективный пароперегреватель; *6* — выходной коллектор перегретого пара.

Величина поверхности нагрева в третьем типе компоновки находится между величинами поверхности нагрева первого и второго типов, так как две части такого перегревателя включены противоток. При этом конечная часть пароперегревателя находится в области с умеренными тепловыми нагрузками, что облегчает условия работы металла. Такая компоновка органически получается в прямоточных котлах с вынесенной переходной зоной. В этом случае первый (по ходу пара) конвективный пароперегреватель является частью переходной зоны.

В последней из указанных на рис. 20-27 компоновок пар последовательно проходит радиационную, конвективную и снова радиационную части. В таком перегревателе поверхность нагрева будет больше, чем в выполненном по первой схеме. В то же время температурные условия работы металла одинаковы, поэтому такая схема практически не применяется.

Наибольшее распространение в практике котлостроения получили вторая и третья компоновки. По второму типу компоновки, в частности, выполнен пароперегреватель котла ТП-240 (рис. 20-28). Пар из барабана поступает в радиационный пароперегреватель, затем в ширмовый, откуда он подводится к впрыскивающему пароохладителю и, наконец, в две ступени конвективного перегревателя. По этой же схеме выполнен паропере-

греватель котла 68СП (рис. 20-19). Начальный перегрев пар получает в радиационной части котла, а затем в ширмах. После ширм пар перегревается в радиационном перегревателе, закрывающем стены верхней части топки и потолок. При этом образуется небольшая фестонированная поверхность в конвективном газоходе. Окончательный перегрев пар получает в двух ступенях конвективного перегревателя.

В комбинированных пароперегревателях перемешивание пара осуществляется не только за каждой частью, но часто и в пределах одной части как конвективной, так и радиационной. Многократное перемешивание пара позволяет в значительной мере снизить разверку температур по отдельным трубам.

Промежуточные пароперегреватели выполняют как чисто конвективными, так и комбинированными, что определяется главным образом начальными параметрами пара.

При выборе схемы промежуточного перегревателя надо удовлетворить противоречивые требования, обеспечить надежную работу котла при небольших значениях весовой скорости пара (малом значении α_2) и приемлемых размерах поверхности нагрева.

В котлах с докритическим давлением промежуточный пароперегреватель по большей части размещается в конвективных газоходах в зоне умеренных тепловых нагрузок. Это обеспечивает нормальный температурный режим труб даже при небольших весовых скоростях пара. При выполнении промежуточного перегревателя конвективным также упрощаются растопка котла и его защита при внезапных сбросах нагрузки турбиной.

Комбинированные промежуточные пароперегреватели целесообразно применять при сверхвысоких параметрах пара. В этом случае доля тепла, приходящаяся на перегрев, включая перегрев в промежуточном перегревателе, очень велика.

Температура пара на выходе из промежуточного пароперегревателя равна или несколько ниже температуры свежего пара. Ее обычно выбирают такой, при которой можно выполнить паропровод от котла к турбине из перлитной стали.

Температура пара, поступающего в промежуточный перегреватель, зависит от начальных параметров и давления за цилиндром турбины, откуда пар отводится на дополнительный перегрев. Обычно давление пара в промежуточном перегревателе составляет 20% начального давления. Температура

пара на входе в промежуточный перегреватель может быть несколько ниже или выше температуры насыщения свежего пара.

Это приводит к применению различных схем взаимного размещения первичного и промежуточного перегревателей. При этом основным является требование к размещению всех пароперегревательных поверхностей в целом возможно ближе к схеме противотока с защитой выходных частей пароперегревателей от чрезмерных тепловых нагрузок. С этой точки зрения было бы желательным размещать в зоне наиболее низких температур газов дешевую холодную часть промежуточного перегревателя, затем более дорогую, холодную, часть первичного перегревателя, далее горячие части обоих перегревателей. Средние части первичного и промежуточного перегревателей следует выносить в топку. Практически от такой схемы имеются отклонения, связанные с желанием снизить гидравлическое сопротивление в промежуточном перегревателе и условиями регулирования температуры пара в обоих перегревателях.

20-5. УСТРОЙСТВА ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА

В обычной работе барабанного котла температура перегретого пара не остается постоянной. Это происходит вследствие изменения соотношения между тепловосприятием испарительной и перегревательной поверхностей нагрева, вызываемого колебанием нагрузки, изменением избытка воздуха, влажности топлива и др. (см. гл. 23). В прямоточных котлах, кроме того, возможно перераспределение величины поверхности нагрева между испарительной и перегревательной зонами при нарушении соотношения подачи воды и тепловыделения в топке.

Регулирование температуры пара может проводиться изменением тепловосприятия отдельных поверхностей (газовое регулирование) или понижением энтальпии пара на участке пароперегревателя, иногда с частичным перенесением в него зоны испарения (паровое регулирование).

При паровом регулировании применяют пароохладители поверхностного и впрыскивающего типов. Пароохладители могут устанавливаться на входе, выходе или в промежуточном сечении пароперегревателя (рис. 20-29). При установке пароохладителя в выходном сечении пароперегревателя температура пара поддерживается на заданном уровне только за пароохладителем, а перед

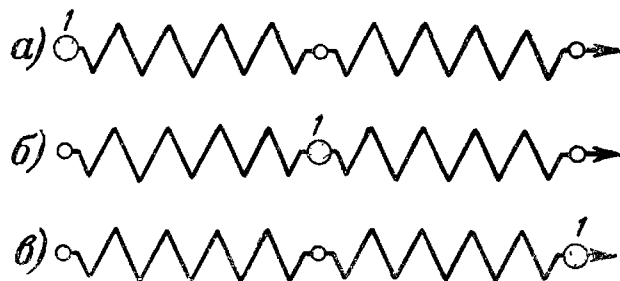
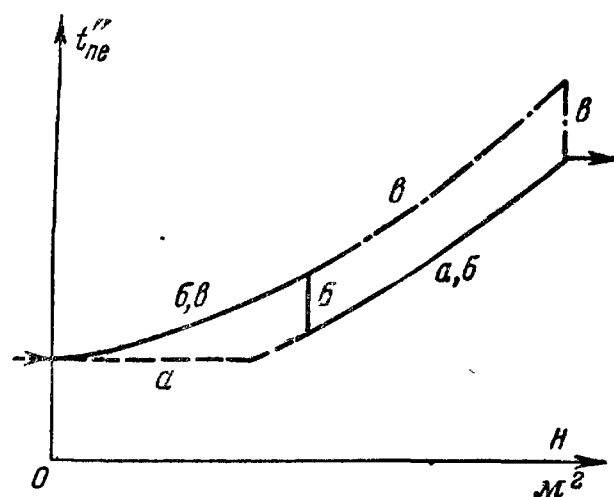


Рис. 20-29. Места установки пароохладителей.

а — на входе; *б* — в расщепку; *в* — на выходе.
1 — пароохладитель.

ним она может сильно повыситься (рис. 20-29). Таким образом, пароохладитель, расположенный на выходе из пароперегревателя, не защищает его трубы от чрезмерного повыше-

ния температуры. При установке пароохладителя на входе и в расщепку температура пара регулируется на всем тракте за пароохладителем. Установка пароохладителя в расщепку имеет то преимущество, что его действие скорее сказывается на изменении температуры пара; следовательно, инерционность регулирования в этом случае меньше.

Поверхностный пароохладитель с охлаждением пара питательной водой представляет собой трубчатый теплообменник (рис. 20-30). Охлаждающая вода движется по трубам, а весь пар проходит в межтрубном пространстве. Подобного типа пароохладители одновременно являются коллекторами пароперегревателей. Степень охлаждения пара зависит от расхода воды на пароохладитель. При этом изменяется температурный перепад и — в меньшей степени — коэффициент теплопередачи. Некоторые наиболее распространенные схемы включения пароохладителей даны на рис. 20-31. За счет сопротивления арматуры, установленной на питательной линии, создается необходимый перепад давлений для циркуляции воды через пароохладитель. Расход воды регулируется вентилем, установленным на линии к пароохладителю. Дроссельным вентилем на питательной линии осуществляется лишь подрегулировка. При такой схеме

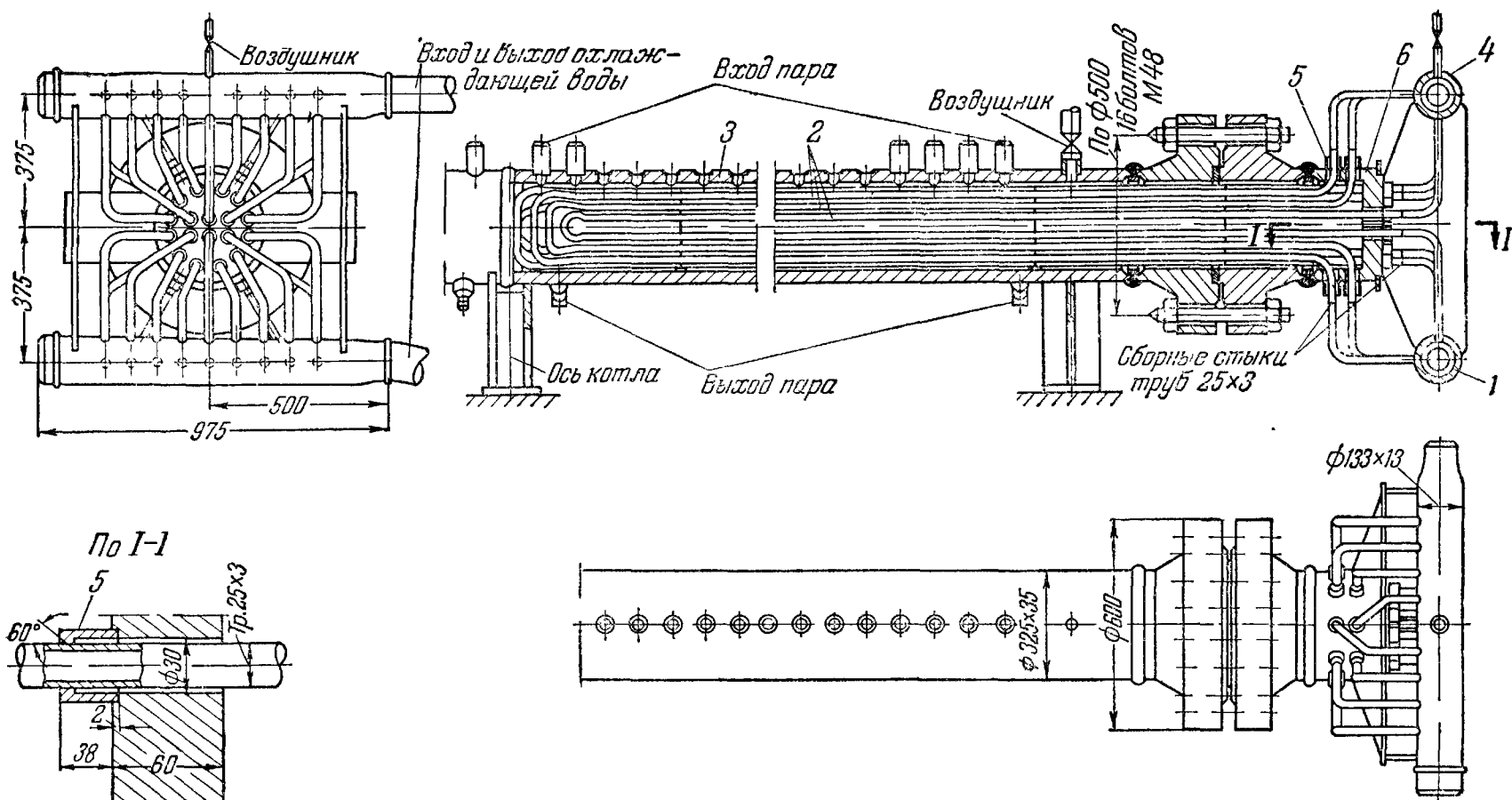


Рис. 20-30. Поверхностный пароохладитель.

1 — входной коллектор; *2* — змеевики; *3* — корпус; *4* — выходной коллектор; *5* — защитные рубашки; *6* — крышка.

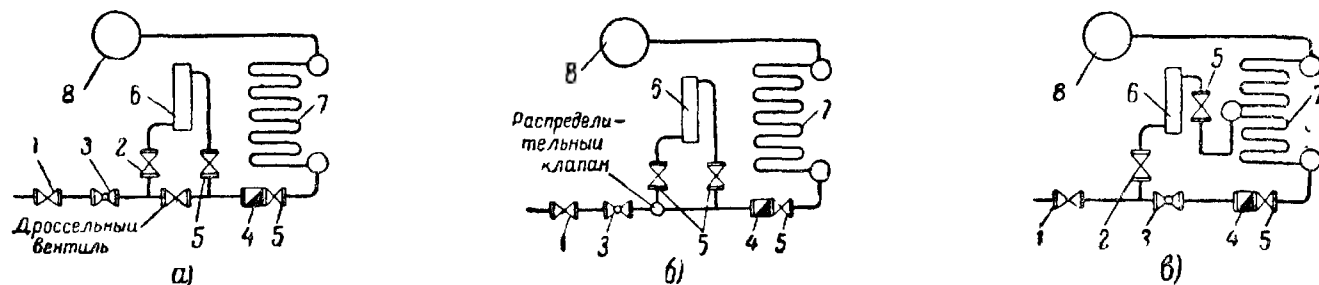


Рис. 20-31. Схемы включения пароохладителей.

а — с дроссельным вентилем; *б* — с распределительным клапаном; *в* — с включением обратной линии в рассечку экономайзера.
 1 — питательный регулирующий вентиль; 2 — регулирующий вентиль пароохладителя; 3 — клапан регулятора питания; 4 — обратный клапан; 5 — запорный вентиль; 6 — пароохладитель; 7 — экономайзер; 8 — барабан котла.

включения пароохладителя изменение расхода питательной воды приводит к изменению подачи воды в пароохладитель, а следовательно, и к колебаниям температуры пара. Более удачным является присоединение линии пароохладителя к питательной с помощью трехходового клапана, которым регулируется расход воды на пароохладитель. Пароохладители поверхностного типа обычно могут снижать температуру пара на $40-50^{\circ}\text{C}$. При этом через пароохладитель проходит до 40—60% расхода питательной воды.

Нагретая вода в пароохладителе повышает температуру питательной воды на $20-25^{\circ}\text{C}$, что повышает температуру газов, покидающих экономайзер, и — в меньшей степени — температуру уходящих газов. Для уменьшения потери с уходящими газами иногда обратную линию от пароохладителя присоединяют к промежуточному коллектору экономайзера.

Во впрыскивающем пароохладителе охлаждающая вода вводится в трубопровод пароперегревателя через сопла. Мелкораздроб-

ленные капли воды, смешиваясь с перегретым паром, нагреваются и испаряются, что приводит к охлаждению пара. Схема установки впрыскивающего пароохладителя прямооточного котла дана на рис. 20-32. От трубопровода питательной воды (до регулирующего клапана) ответвляется линия впрыска с регулирующим вентилем. В месте ввода впрыска в трубопровод установлена распыливающая гильза. Для предохранения металла трубопровода от резкого охлаждения на длине 3—4 м коаксиально установлена тонкая сварная труба, отделенная от основной трубы паровой прослойкой (рис. 20-33). От места ввода впрыска до коллектора трубопровод выполняется длиной

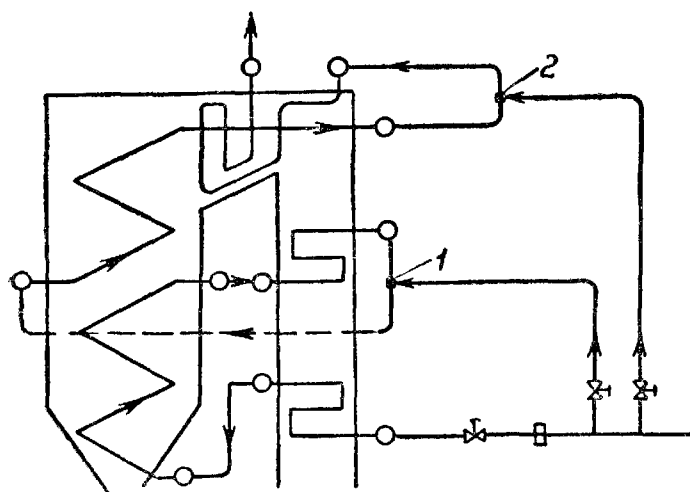


Рис. 20-32. Схема установки впрыскивающего пароохладителя на прямооточном котле.
 1 — первый впрыск, 2 — второй впрыск.

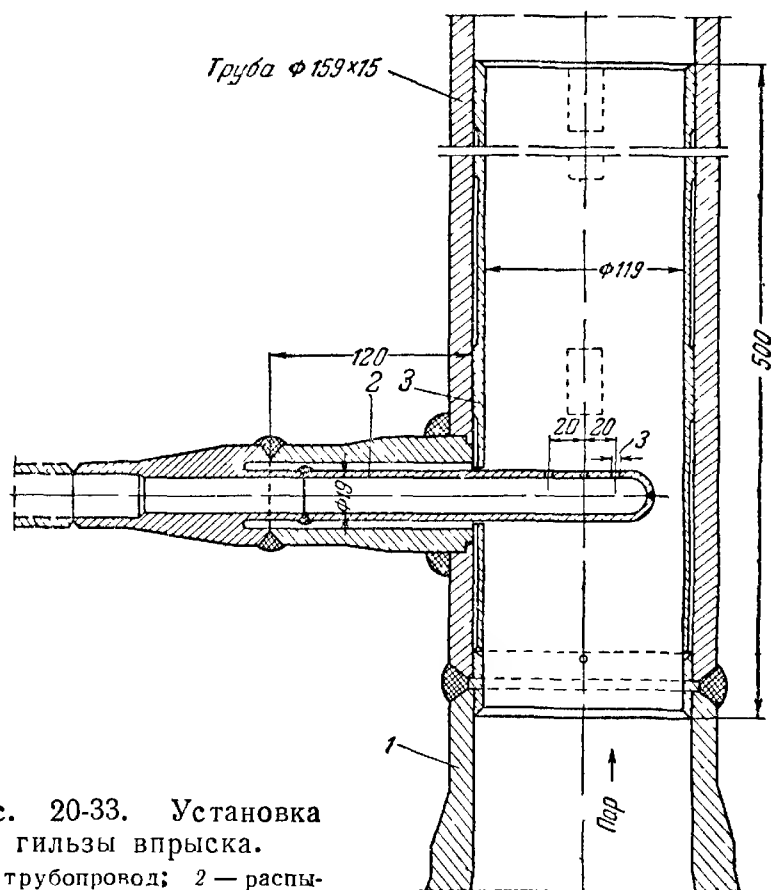


Рис. 20-33. Установка гильзы впрыска.
 1 — трубопровод; 2 — распыливающая гильза, 3 — защитная рубашка.

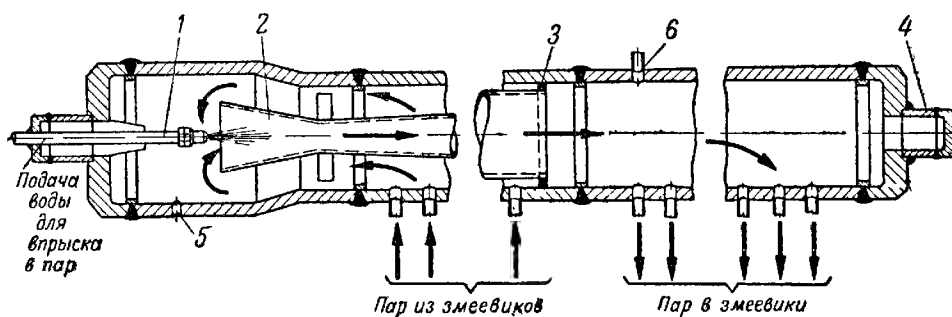


Рис. 20-34. Схема впрыскивающего пароохладителя котла ТП-430-1.

1 — распыливающая гильза; 2 — диффузор; 3 — перегородка; 4 — лючок;
5 — дренаж; 6 — штуцер для отбора проб пара.

5—8 м, что обеспечивает необходимое время для полного испарения капелек влаги.

В барабанном котле ТП-430-1 установлен впрыскивающий пароохладитель, показанный на рис. 20-34. Пар из пароперегревателя поступает к головной части пароохладителя. Вода для охлаждения подводится через распыливающую гильзу. Наличие диффузора обеспечивает хорошее перемешивание пара.

При работе впрыскивающего пароохладителя пар частично образуется в пароперегревателе; тем самым пароперегреватель в некоторой мере становится испарительной поверхностью нагрева. Таким образом, расход пара из котла складывается из количества пара, полученного в испарительных трубах (90—95%) и пароперегревателе (10—5%). Вода впрыска смешивается с паром, и если содержание примесей в ней велико, то это вызывает заметное загрязнение пара. Поэтому содержание примесей во впрыскиваемой воде не должно существенно превышать содержание примесей в паре. Поэтому в барабанных котлах, питаемых конденсатом с добавкой умягченной воды, нельзя использовать для впрыска питательную воду.

Впрыскивающие пароохладители применяются для регулирования первичного пара в котлах всех типов. Особенно широко они используются в прямоточных котлах. На пароперегревательном тракте устанавливают обычно последовательно два впрыскивающих пароохладителя (рис. 20-32). Для регулирования температуры пара в промежуточных пароперегревателях впрыскивающих пароохладителей стараются не применять, так как они понижают к. п. д. станции. Это связано с тем, что впрыск воды в промежуточный пароперегреватель приводит к образованию пара, не проходящего через цилиндр высокого давления турбины. Проведенные расчеты показали,

что каждый процент впрыска в установках сверхвысоких параметров понижает к. п. д. примерно на 0,1%.

Применение впрыскивающих и поверхностных пароохладителей требует увеличения поверхности пароперегревателя для создания запаса на регулирование.

Регулирование температуры пара за счет изменения соотношения тепловосприятия пароперегревательных и испарительных поверхностей со стороны продуктов сгорания может быть осуществлено рядом способов: изменением температуры газа на выходе из топki при применении поворотных горелок, рециркуляцией газа из конвективных газоходов в топку; изменением количества газа, проходящего через конвективный пароперегреватель.

Поворотными горелками можно перемещать центр факела по высоте топki. При подъеме факела падает тепловосприятие ра-

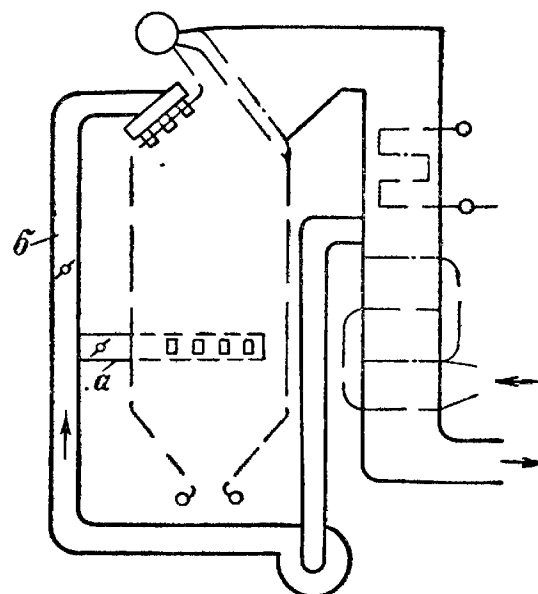


Рис. 20-35. Рециркуляция газа в топку.
а — в нижнюю часть топki; б — в верхнюю часть топki.

диационной и растет тепловосприятие конвективной поверхности нагрева. В котле с конвективным пароперегревателем это приводит к увеличению температуры пара. Подъем факела сопровождается ростом температуры газов в конце топки и по всему конвективному газоходу. Это несколько увеличивает потерю с уходящими газами, а при сжигании топлив с малым выходом летучих может увеличить потерю с механическим недожогом.

При рециркуляции часть газов из конвективного газохода специальным вентилятором подается в топку. При этом применяют две схемы: в первой газ подается в низ, а во второй—в верх топки (рис. 20-35). При подаче газа в нижнюю часть топки снижается теоретическая температура горения; тем самым уменьшается тепловосприятие радиационной поверхности. Вместе с тем тепловосприятие конвективной поверхности увеличивается за счет некоторого увеличения как температуры газа, так и его скорости. В котле с конвективным перегревателем рециркуляцию газа используют при работе на малых нагрузках как способ повышения температуры пара. При номинальной нагрузке рециркуляцию газа прекращают. Этот способ регулирования не требует дополнительной поверхности нагрева пароперегревателя и увеличения мощности дымососа, так как при максимальной нагрузке рециркуляция выключается.

При подаче газа в верхнюю часть топки снижается температура газа на входе в конвективные поверхности нагрева, в результате чего уменьшается их тепловосприятие. В котле с конвективным перегревателем это приводит к снижению температуры пара. Кроме того, снижение температуры газа перед пароперегревателем уменьшает опасность шлакования. Однако при подаче газа в верх топки требуется повышенная мощность дымососа, так как при максимальной нагрузке рециркуляция включена. Регулирование температуры в этих схемах осуществляется путем изменения количества рециркулирующего газа.

Регулирование расхода газа через конвективную часть пароперегревателя может быть выполнено по двум основным схемам (рис. 20-36). В первой схеме пароперегревательную поверхность нагрева шунтирует свободный газоход.

Величиной перепуска газа можно регулировать тепловосприятие пароперегревателя. В этой схеме регулирующая заслонка находится в области высоких газовых температур, что требует выполнения ее в виде охлажда-

даемой конструкции; эта схема применяется редко. Во второй схеме газоход котла разделяется на две части; в одной размещается пароперегреватель, а в другой—какая-либо иная конвективная поверхность нагрева, например часть экономайзера или промежуточного пароперегревателя. При уменьшении расхода газа через пароперегреватель его тепловос-

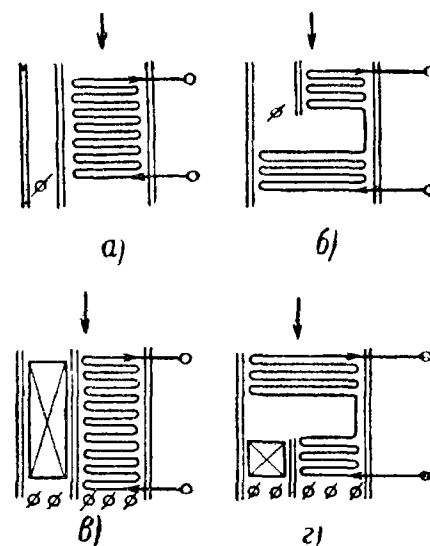


Рис. 20-36. Схема установки пароперегревателей с газовым регулированием.

а — со свободным газоходом; *б* — с частично свободным газоходом; *в* и *г* — с заполненным газоходом.

приятие снижается за счет как уменьшения коэффициента теплопередачи, так и температурного напора. При расположении во втором газоходе экономайзерной поверхности нагрева эта схема менее экономична, чем первая. Схема с заполненным газоходом часто применяется при блочной компоновке котла и турбины. Так как со снижением нагрузки температура пара перед промежуточным пароперегревателем падает, то для поддержания нормального перегрева надо увеличить расход газов через промежуточный перегреватель. Температура пара за первичным пароперегревателем регулируется другим способом.

В современных котлах температура пара регулируется обычно одновременно несколькими способами, например впрыском в комбинации с поворотными горелками или рециркуляцией газа.

Это связано с тем, что один из применяемых способов является слишком инерционным, а другой имеет слишком малый диапазон регулирования.

При наличии промежуточного пароперегревателя, когда необходимо иметь возможность регулировать независимо температуру пара за ним и температуру свежего пара, использование по крайней мере двух независимых регуляторов является неизбежным.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ПЕРВАЯ

НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

21-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Экономайзер и воздухоподогреватель находятся в конце конвективного газохода и омываются газами со сравнительно низкой температурой, поэтому их часто называют хвостовыми или низкотемпературными поверхностями.

В экономайзере температура металла имеет наименьшее значение из всех поверхностей, находящихся под давлением, а в холодной части воздухоподогревателя — самое низкое в котельном агрегате. При низкой температуре стенки этих поверхностей нагрева становятся весьма вероятными коррозионные повреждения вследствие конденсации влаги из дымовых газов. Кроме того, экономайзер и воздухоподогреватель в большей степени, чем другие поверхности, страдают от золотого износа и отложений летучей золы на трубах.

Характерным для хвостовых поверхностей является также низкий температурный напор, особенно на входе в экономайзер и на выходе из холодной части воздухоподогревателя. Величина этого напора выбирается исключительно на основе технико-экономических расчетов, определяющих условия минимальной стоимости этих поверхностей нагрева при заданной температуре уходящих газов.

Несмотря на различные конструкции экономайзера и воздухоподогревателя, их компоновка оказывается взаимосвязанной, так как тепловая работа одной поверхности определяет работу другой. Все это приводит к необходимости совместного рассмотрения рабочих процессов, протекающих в низкотемпературных поверхностях нагрева.

В экономайзер входит питательная вода, температура которой определяется тепловой схемой станции (количеством и местом расположения регенеративных отборов у турбины). В табл. 21-1 приведены значения температуры питательной воды, поступающей

в паровые котлы из регенеративных подогревателей отечественных турбинных установок с различными параметрами пара.

В экономайзере вода подогревается за счет охлаждения дымовых газов. Степень подогрева воды может быть различной. Если вода не догревается до кипения, то такие экономайзеры называются некипящими; если наряду с подогревом воды образуется пар, то такие экономайзеры называются кипящими. В современных котлах оба типа экономайзеров конструктивно выполняются одинаково, поэтому название кипящий или некипящий характеризует лишь тепловую работу экономайзера, а не его конструкцию.

В старых конструкциях котлов применялись некипящие экономайзеры, в которых из условия надежности работы вода не догревалась до кипения. Конструктивно они отличались от кипящих. Некипящие экономайзеры обычно выполнялись с запорной арматурой на соединительной трубе от экономайзера к барабану. При необходимости экономайзер можно было отключить от барабана, а газы направить в специальный газоперепускной газоход. Питательная вода в свою очередь могла подаваться непосредственно в барабан котла, минуя экономайзер. Такая конструкция была вызвана малой надежностью экономайзеров в тот период.

В современных конструкциях котлоагрегатов экономайзер не отключается ни по воде, ни по газу, напротив, его работа органически связана с работой всего котлоагрегата в целом.

Установка воздухоподогревателя увеличивает экономичность котельного агрегата, главным образом за счет снижения потерь с уходящими газами. Наряду с этим при подогреве воздуха улучшается процесс горения топлива, что связано с повышением температурного уровня в топке.

Нагретый воздух большей частью непосредственно подается в топочную камеру, меньшей частью — в систему приготовления пыли на сушку, а затем охлажденный в мельничной системе вводится в топку. Теоретическая температура сгорания определяется температурой горячего воздуха и составом топочных газов (см. гл. 5) и не зависит от того, какая часть воздуха подается в систему пылеприготовления. При среднем составе топоч-

Таблица 21-1

Температура питательной воды энергетических котлов

Рабочее давление, ат	39	110	140	170	225
Температура питательной воды, °С	150	215	230	235	240

ных газов подогрев воздуха на 100°C увеличивает теоретическую температуру горения примерно на $35—40^{\circ}\text{C}$.

21-2. КОНСТРУКЦИИ ЭКОНОМАЙЗЕРОВ

Экономайзеры выполняются в виде трех конструкций: стальные гладкотрубные, стальные ребристые и чугунные. В стальных гладкотрубных экономайзерах поверхность нагрева выполнена из гладких труб, в стальных ребристых — из труб, имеющих наружные ребра. Применяются трубы с двумя продольными ребрами-плавниками, выполненными или за одно целое с трубой, или с помощью приварки стальных полос. Плавники находятся в одной плоскости. Такие трубы в газоходе располагают так, чтобы плоскость

ругиба. На изогнутом участке трубы имеют место сужение сечения и утонение стенки, что снижает прочность. Утонение стенки тем меньше, чем больше радиусгиба. Однако с увеличением радиусагиба возрастают размеры змеевика, а следовательно, и габариты поверхности нагрева. При радиусегиба, равном $1,5—2$ диаметрам трубы, эллипсность сечения и утонение стенки изогнутого участка обычно малы и не снижают заметно ее прочности.

Змеевик состоит из нескольких сваренных кусков труб. При этом места сварки стремятся приблизить к обмуровке газохода, что облегчает ремонт сварных соединений.

Поверхность нагрева экономайзера выполняется из ряда параллельно включенных

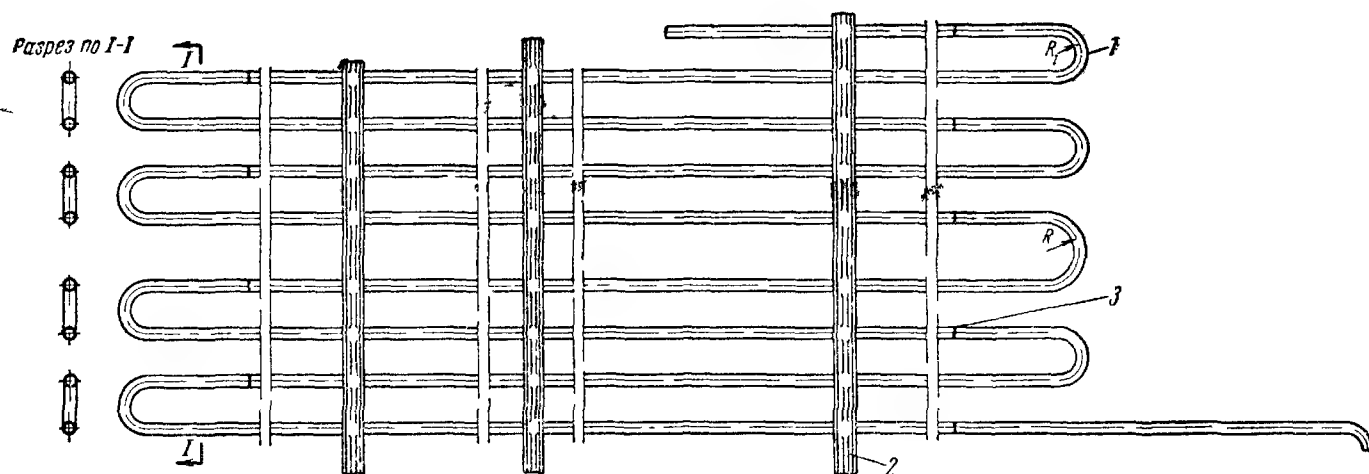


Рис. 21-1. Змеевик экономайзера.

1 — змеевик; 2 — стойка для крепления; 3 — места сварки.

плавников совпадала с направлением потока газов. Другим способом оребрения стальных труб является плотная посадка на них чугунных колец с ребрами. Эта конструкция применяется очень редко. В чугунных экономайзерах поверхность нагрева образована из чугунных, большей частью ребристых, труб.

Ребра и плавники делают для увеличения тепловоспринимающей поверхности со стороны газа. В современных котлоагрегатах применяются исключительно стальные гладкотрубные экономайзеры.

Стальной гладкотрубный экономайзер состоит из ряда параллельных согнутых в виде змеевиков труб. В большинстве случаев применяют плоские змеевики с простым гибом (рис. 21-1), у которых гнутые и прямые участки труб находятся в одной плоскости. Расстояние между соседними прямыми участками змеевика равняется диамет-

змеевиков из труб с небольшим внутренним диаметром, которые, как правило, располагаются в шахматном порядке (рис. 21-2). Входные и выходные концы змеевиков объединяются соответственно входными (распределяющими) и выходными (собирающими) коллекторами, расположенными на стенках конвективного газохода. Нагретая вода из коллекторов обычно отводится трубами большего диаметра, равномерно распределенными по длине коллектора.

Трубы экономайзера укреплены на стойках, которые устанавливают на опорные балки коробчатой формы. Опорные балки крепятся к каркасу. Балки изолируются и в ряде случаев охлаждаются воздухом путем присоединения их ко всасывающей или напорной стороне дутьевого вентилятора.

По ходу газов экономайзер разбивается на пакеты высотой $1—1,5$ м. Это улучшает

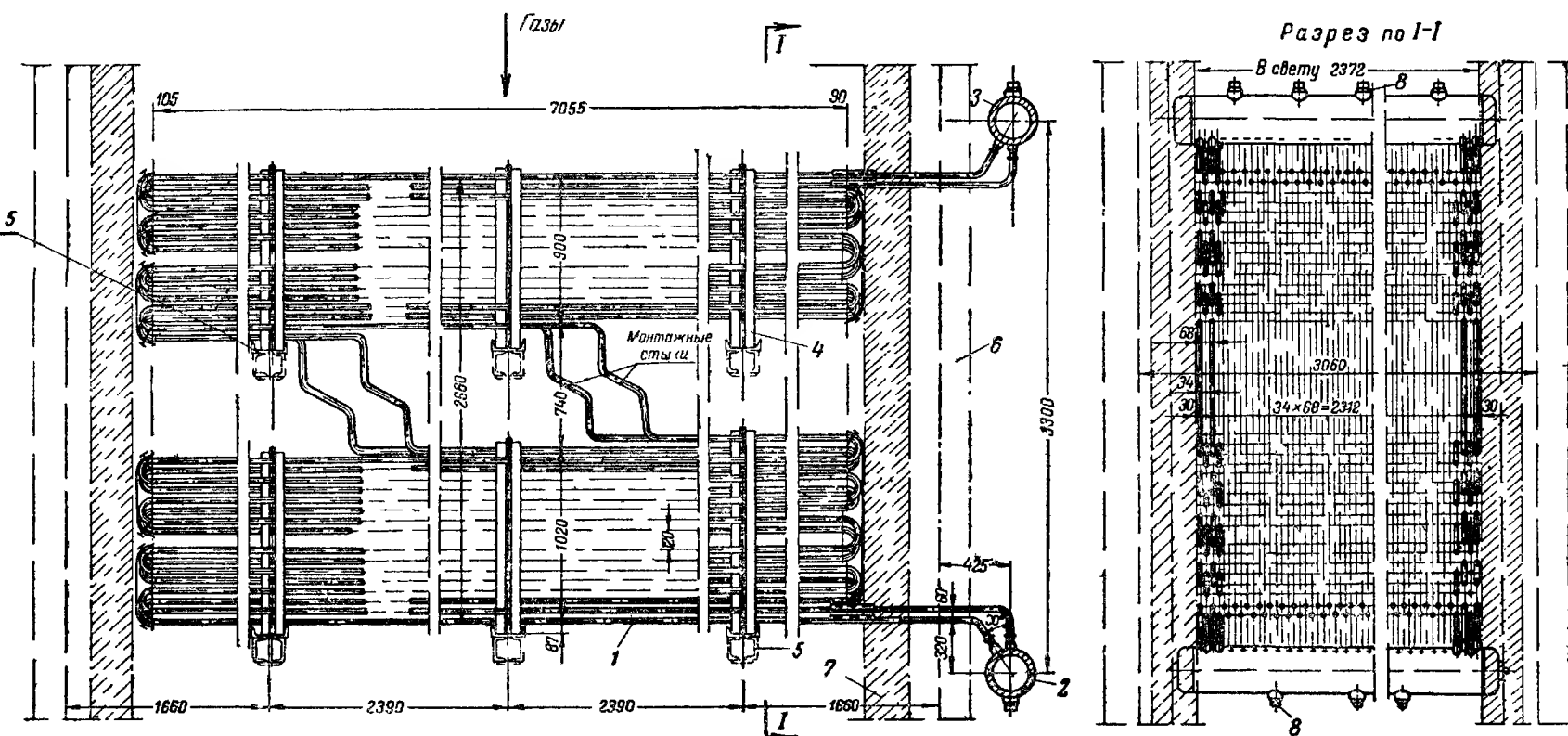


Рис. 21-2 Экономайзер котла ПК-19 (первая ступень).

1 — змеевики, 2 и 3 — входной и выходной коллекторы 4 — опорные стойки 5 — опорные балки, 6 — жаркас котла, 7 — обмуровка, 8 — штуцера для подводящих и отводящих труб.

условия ремонта, хотя и требует значительного увеличения высоты конвективной шахты.

Трубы к коллектору присоединяются на сварке через промежуточные штуцера, которые также приварены к коллектору (рис. 21-3). В котлах среднего давления еще сохранилось крепление труб с помощью вальцевания. В этом случае для введения инструмента на обратной стороне коллектора дела-

ют отверстия, которые во время работы закрываются лючками. Во время эксплуатации плотность лючковых затворов может нарушиться, в результате чего образуется течь. Высокая надежность и простота сварных соединений привели к отказу от крепления труб на вальцовке

Донышко с коллектором соединяется на сварке. Под сварным швом устанавливают подкладные кольца или делают специальную выточку в теле коллектора (рис. 21-3). Подкладное кольцо или выточка применяются с целью устранения непровара в корне шва

Для чистки и осмотра коллектора в торце донышка делается отверстие, которое закрывается лючковым затвором. Поскольку чистка коллектора проводится редко, оказалось более целесообразным вместо овальных лючков делать круглые отверстия, которые закрываются глухими патрубками (рис. 21-4).

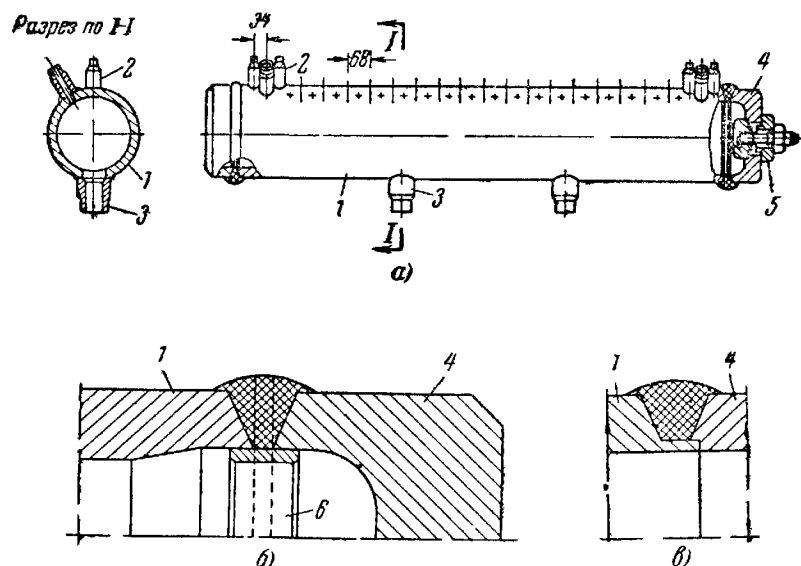
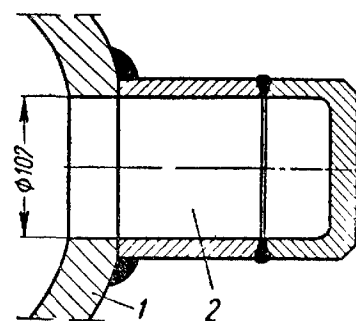


Рис. 21-3. Коллектор экономайзера и его детали

а — общий вид коллектора б — узел крепления донышка, в — способ приварки донышек без подкладных колец 1 — труба коллектора, 2 и 3 — штуцера 4 — донышко, 5 — лючок, 6 — подкладное кольцо.

Рис. 21-4 Приварной патрубок с отрезным колпачком 1 — донышко, 2 — патрубок с колпачком.



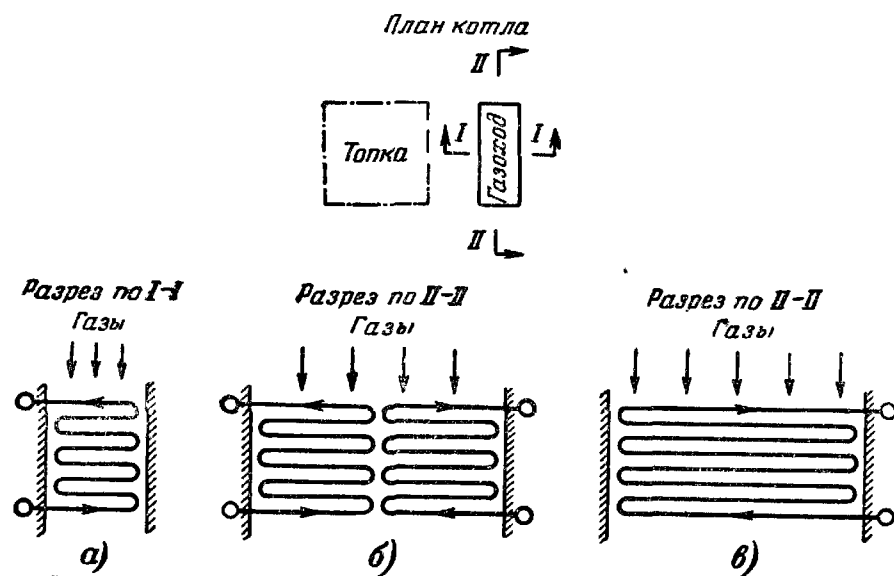


Рис. 21-6. Схема расположения змеевиков экономайзера в газоходе котла.

а — в плоскости, перпендикулярной задней стенке газохода;
б — в плоскости, параллельной задней стенке газохода,
с двумя потоками воды; в — то же с одним потоком.

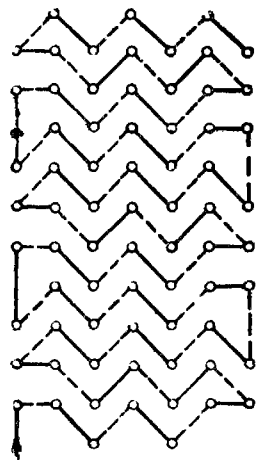


Рис. 21-7. Пространственная форма змеевиков.

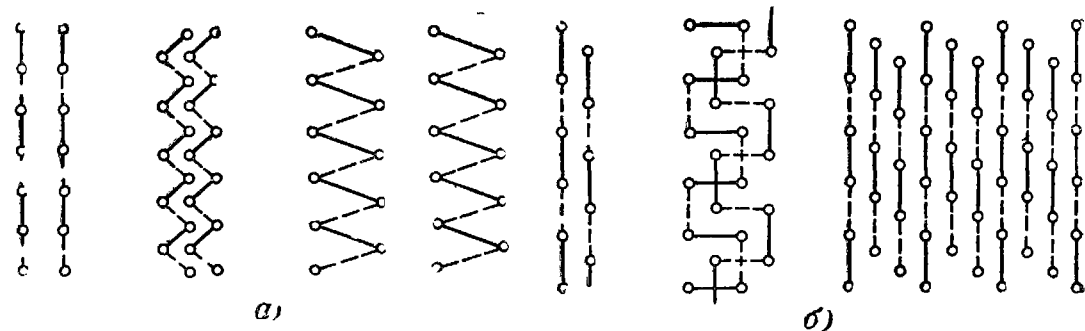


Рис. 21-8. Другие формы змеевиков.

а — с коридорным; б — с шахматным расположением труб.

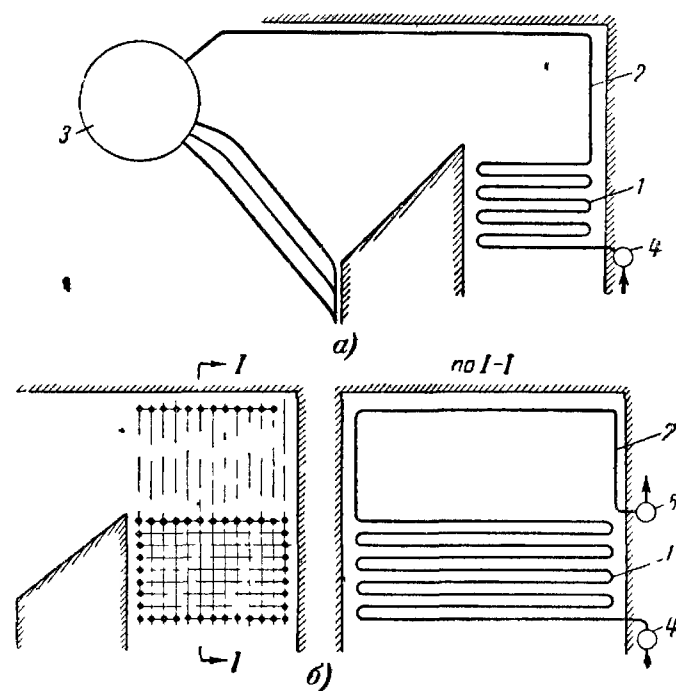


Рис. 21-9. Схема экономайзеров с отводящими обогреваемыми трубами.

а и б — при расположении змеевиков перпендикулярно и параллельно задней стенке газохода.
1 — змеевики; 2 — отводящие трубы змеевиков;
3 — барабан котла; 4 и 5 — входной и выходной коллекторы.

способ заключается в использовании змеевиков пространственной формы, которые, например, используются в котлах Зульцера небольшой паропроизводительности (рис. 21-7).

В общем случае конструкция змеевиков может быть выполнена по ряду схем. На рис. 21-8 приведено несколько схем змеевиков, образующих коридорные и шахматные пучки труб. Пространственная форма змеевиков позволяет иметь меньшее количество параллельных труб и уменьшить шаг вдоль потока газов, так как в этом случае продольный шаг не связан с радиусомгиба труб. Таким образом, при применении пространственной формы змеевиков поверхность нагрева занимает меньший объем газохода, однако эта конструкция оказывается более сложной в изготовлении и ремонте.

Для облегчения условий работы обмуровки стен поворотной камеры и особенно потолка их иногда экранируют отводящими трубами экономайзера (рис. 21-9). Первая схема используется при расположении змеевиков перпендикулярно, а вторая — параллельно задней стенке котла. Надежное охлаждение металла труб экономайзера в этом случае обеспечивается увеличением весовой скорости воды ($w_{\text{в}} = 700 \div 1000 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$).

При конструировании экономайзеров приходится считаться с повышенной скоростью газа и, следовательно, более интенсивным износом в области гибов и прямых участков труб, прилегающих к стенкам газохода. Все эти наиболее опасные участки труб защищаются от износа различного рода устройствами: манжетами, чехлами, прутками и пр.

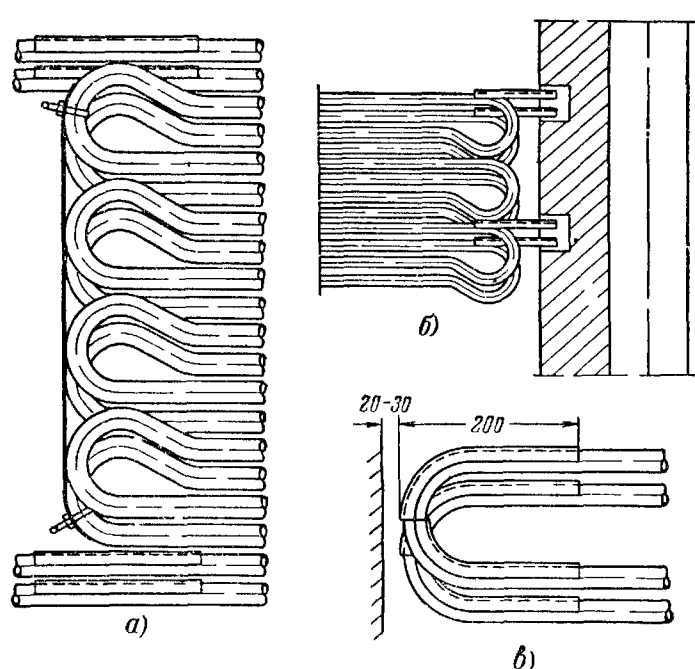


Рис. 21-10. Защитные устройства экономайзеров.

а и в — защитные манжеты; б — накладки.

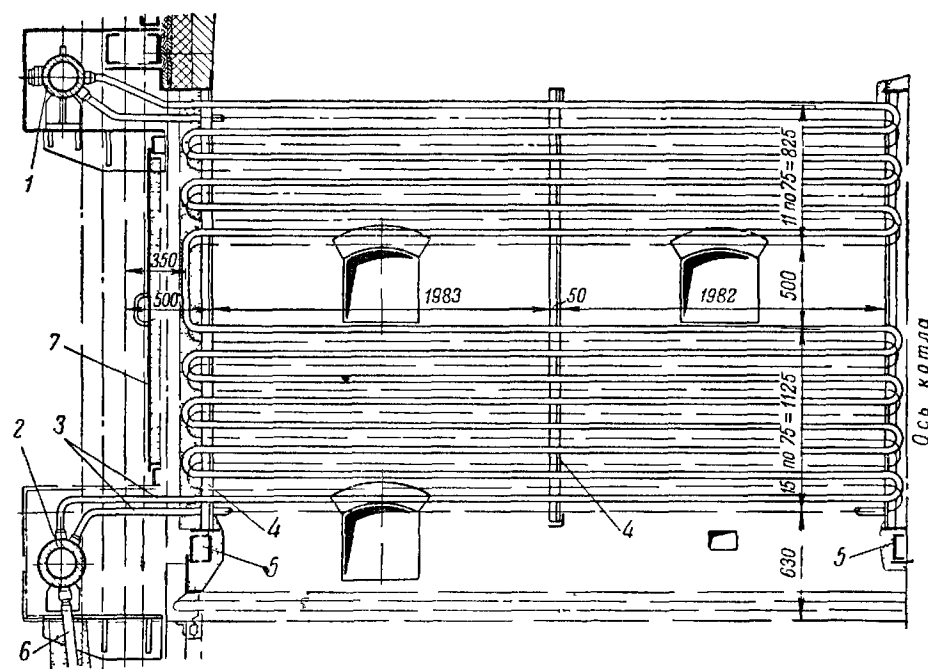


Рис. 21-12. Левый верхний пакет экономайзера котла ТП-170-1.

1 и 2 — выходной и входной коллекторы; 3 — змеевики; 4 — опорные стойки; 5 — балки, 6 — водоперепускные трубы из первого пакета; 7 — обшивка.

На рис. 21-10 даны некоторые защитные устройства, используемые в экономайзерах и других змеевиковых поверхностях нагрева. Защитные манжеты непосредственно закрывают наиболее изнашиваемую часть труб. Задача накладок заключается в выравнивании поля скоростей и за счет этого снижении величины местного износа.

В последнее время предложена прутковая защита прямых участков труб. На трубу в местах наиболее интенсивного износа (под

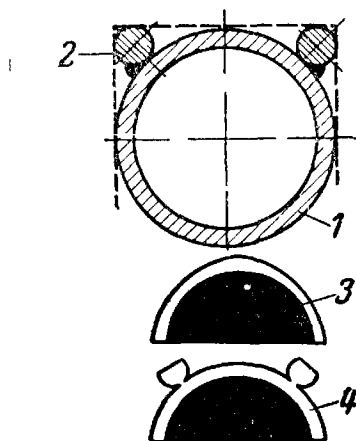


Рис. 21-11. Прутковая защита труб от износа.

1 — труба, 2 — прутки; 3 — вид изношенной трубы без прутков; 4 — то же с прутковой защитой.

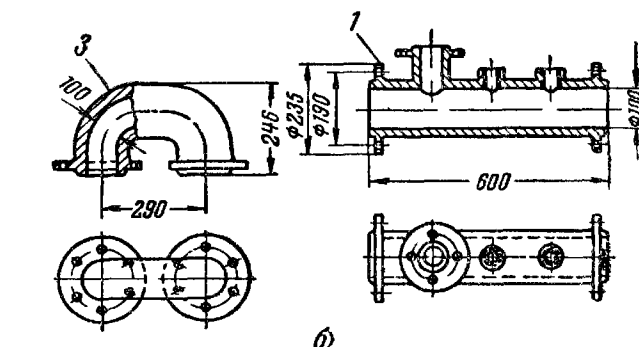
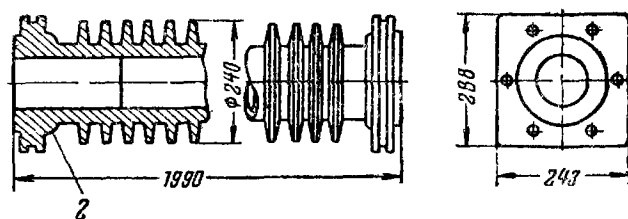
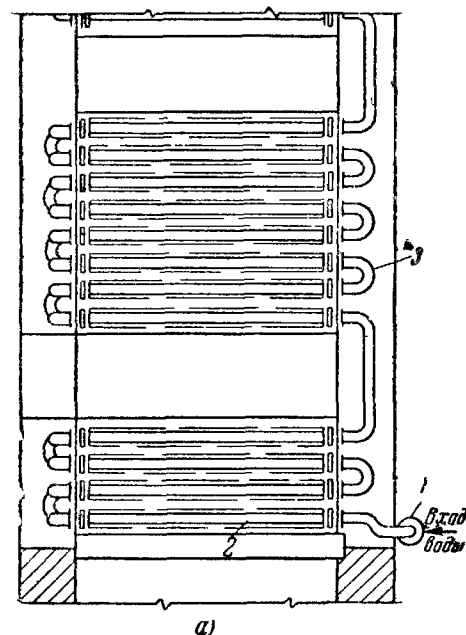


Рис. 21-13. Чугунный экономайзер ВТИ

а — общий вид; б — детали.

1 — входной коллектор; 2 — ребристая труба; 3 — калач.

углом $40-45^\circ$ к направлению газового потока) привариваются прутки (рис. 21-11). Их установка изменяет аэродинамику потока и характер движения золовых частиц. При использовании прутковой защиты расходуется меньше металла и в более слабой степени ухудшается теплопередача защищенных труб, чем при установке манжет.

В некоторых конструкциях экономайзеров гибы змеевиков выводятся из зоны активного действия газового потока путем размещения их в обмуровке котла или изолирования огнеупорной массой (рис. 21-12). Последнее используется для гибов, расположенных посре-

дине газохода. Несколько больший расход металла компенсируется значительным уменьшением золотого износа, поскольку в таких конструкциях износу подвергаются лишь прямые участки змеевиков, прилегающих к стенкам газохода, местная защита которых выполняется значительно проще.

Трубы экономайзеров выполняют из качественной углеродистой стали с наружным диаметром 28—42 мм.

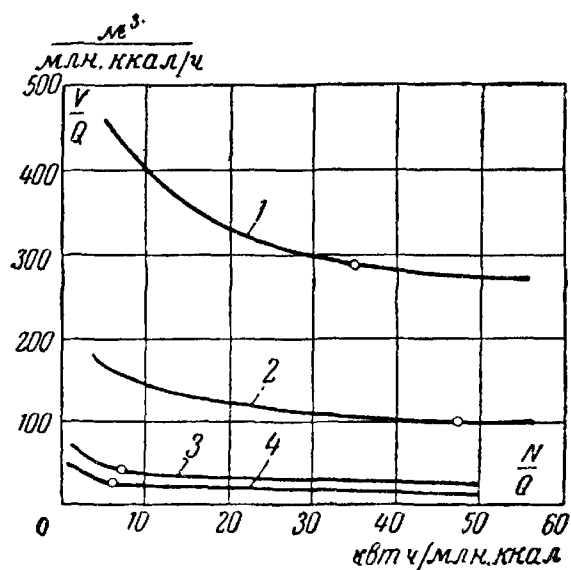
Чугунные экономайзеры собираются из отдельных литых элементов, соединенных калачами. На рис. 21-13 показана конструкция чугуно-ребристого экономайзера ВТИ, а на рис. 21-13,б — его детали.

Чугунные экономайзеры более стойки к наружной и внутренней коррозии. Этим объясняется их использование в котлах небольшой паропроизводительности, работающих с недостаточно деаэрированной питательной водой.

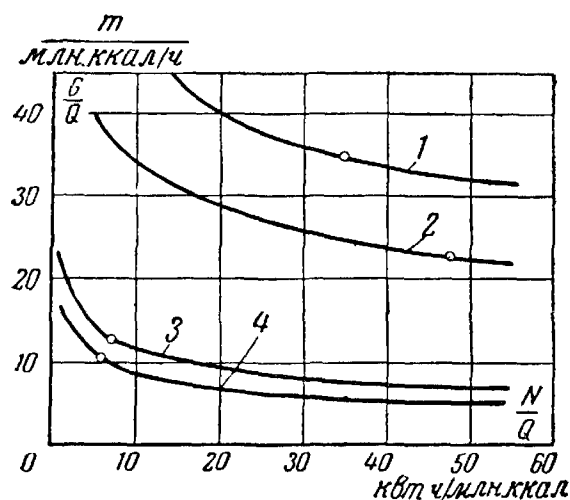
В котлах с рабочим давлением свыше 60 атм их не применяют ввиду невысокой прочности чугуна. Условия надежности ставят также ограничение в величине подогрева воды в чугунных экономайзерах. Их, как правило, выполняют с большим недогревом воды до кипения. Это обусловливается тем, что в кипящем экономайзере могут иметь место гидравлические удары в момент изменения режима работы. А они приводят к разрушению хрупких чугунных труб.

По сравнению со стальными трубчатыми чугунные экономайзеры более громоздки и обладают большим весом. Вместе с тем хорошая подготовка воды практически исключила опасность внутренней коррозии. Поэтому чугунные экономайзеры сейчас применяются редко, даже в котлах среднего давления.

Технико-экономические характеристики экономайзеров. Экономайзер, как и всякую другую конвективную поверхность нагрева, можно выполнять из труб разных диаметров с шахматным или коридорным расположением труб и различными шагами. Для сравнения конструкций конвективных поверхностей нагрева введены показатели качества конструкции. Это — габаритные, весовые и стоимостные характеристики. Габаритная характеристика $\left(\frac{V}{Q}, \frac{\text{м}^3}{\text{млн. ккал/ч}}\right)$ показывает, какой объем занимает поверхность нагрева, передающая 10^6 ккал/ч; весовая $\left(\frac{G}{Q}, \frac{\text{т}}{\text{млн. ккал/ч}}\right)$ — вес,



а)



б)

Рис. 21-14. Габаритные (а) и весовые (б) характеристики экономайзеров (по ВТИ).
1 и 2 — чугунные экономайзеры ЦККБ и ВТИ;
3 — змеевиковый ($d = 51$; $s_1/d = 2,5$; $s_2/d = 2,0$);
4 — змеевиковый ($d = 38$; $s_1/d = 2,5$; $s_2/d = 2,0$).

а стоимостная $\left(\frac{A}{Q}, \frac{\text{тыс. руб}}{\text{млн. ккал/ч}}\right)$ — стоимость той же поверхности нагрева. Естественно, что сравнивать различные конструкции можно только в случае, если они работают с одинаковыми температурами газа и рабочего тела. Лучше та конструкция, у которой габаритные, весовые и стоимостные показатели ниже при том же расходе электроэнергии на преодоление газовых сопротивлений.

Согласно предложению Фогеля для сравниваемых поверхностей нагрева строят зависимости вида:

$$\frac{V}{Q} = f_1\left(\frac{N}{Q}\right); \quad \frac{G}{Q} = f_2\left(\frac{N}{Q}\right); \quad \frac{A}{Q} = f_3\left(\frac{N}{Q}\right). \quad (21-1)$$

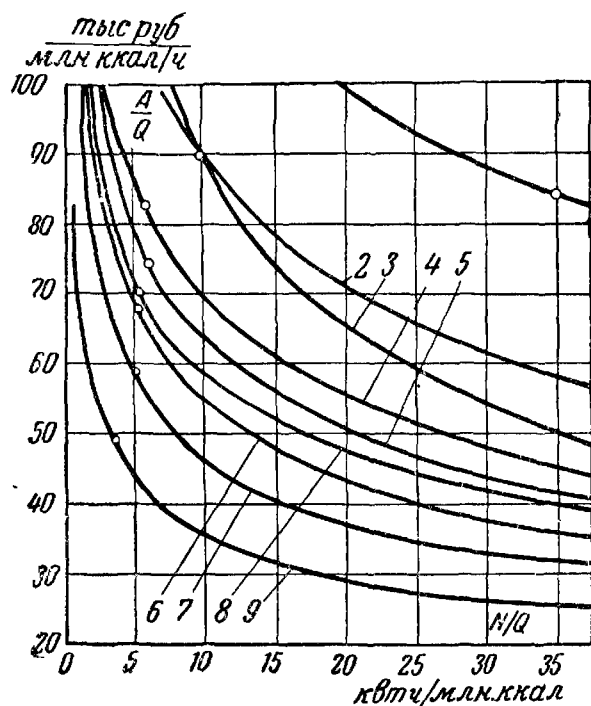


Рис. 21-15. Стоимостные характеристики экономайзеров (по ВТИ).

1 — чугунный ЦККБ; 2 — гладкотрубный шахматный ($d=51$; $s_1/d=2,5$; $s_2/d=2,0$); 3 — гладкотрубный коридорный ($d=38$; $s_1/d=2,5$; $s_2/d=2,0$); 4 — гладкотрубный шахматный ($d=38$; $s_1/d=2,5$; $s_2/d=2,0$); 5 — то же ($d=38$; $s_1/d=2,5$; $s_2/d=1,5$); 6 — то же ($s_2/d=1,2$); 7 — то же ($s_2/d=1,0$); 8 — то же ($d=28$; $s_1/d=2,5$; $s_2/d=2,0$); 9 — то же ($s_2/d=1,0$).

Здесь $\frac{N}{Q} \frac{\text{квт} \cdot \text{ч}}{\text{млн. ккал/ч}}$ — расход электроэнергии, затраченной на преодоление газовых сопротивлений поверхности нагрева, воспринимающей тепло в количестве 10^6 ккал/ч. Как функция, так и аргумент зависят от скорости газа. Каждая точка кривой зависимости (21-1) отвечает одной, вполне определенной скорости газа.

На рис. 21-14 приведены габаритные и весовые, а на рис. 21-15 — стоимостные характеристики некоторых типов экономайзеров. Точками обозначены характеристики, отвечающие оптимальным скоростям газа, при которых получается минимальная начальная стоимость поверхности нагрева и эксплуатационных расходов¹. Как видно из кривых, наиболее дорогим является чугунный экономайзер, причем его поверхность нагрева в 10 раз больше, чем стального гладкотрубного экономайзера (трубы $\varnothing 38$ мм). Характеристики гладкотрубных экономайзеров улучшаются с уменьшением продольного шага труб и их диаметра. Это наряду со снижением веса поверхности нагрева объясняет преимущественное использование в экономайзерах труб с небольшим диаметром.

¹ Выбор оптимальной скорости рассматривается в § 21-4.

21-3. КОНСТРУКЦИИ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

По принципу передачи тепла воздушные подогреватели делятся на рекуперативные и регенеративные. В рекуперативных воздухоподогревателях тепло от газов к воздуху передается непрерывно через стенку. В регенеративных подогревателях газ сначала нагревает металлическую или керамическую насадку, а затем тепло, аккумулированное в ней, передается воздуху. Таким образом, каждый элемент регенеративного подогревателя омывается попеременно то газом, то воздухом.

Рекуперативные воздухоподогреватели могут быть разделены на два основных типа: стальные и чугунные. Конструктивно эти подогреватели различаются формой теплопередающей поверхности и ее толщиной, которая у стальных подогревателей равна 0,50—2,0, а у чугунных свыше 6 мм.

Стальные воздухоподогреватели могут иметь поверхность нагрева, образованную из плоских стальных листов или стальных труб. В первом случае воздухоподогреватели носят название пластинчатых, а во втором — трубчатых.

Пластинчатый воздухоподогреватель состоит из отдельных элементов, выполненных из соединенных попарно плоских листов (рис. 21-16). Две противоположные кромки листа отгибаются в одну сторону, а две другие — в другую. Отогнутые кромки соседних листов попарно сваривают, так что образуются каналы со взаимно-перпен-

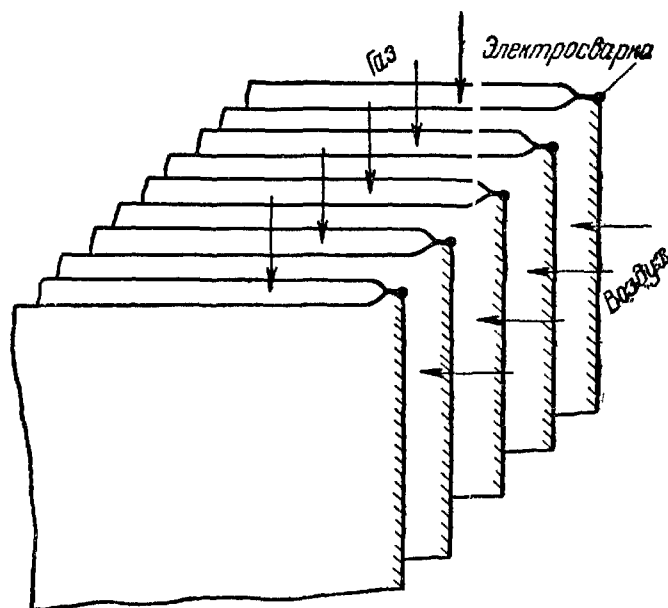


Рис. 21-16. Схематическое устройство пластинчатого воздухоподогревателя.

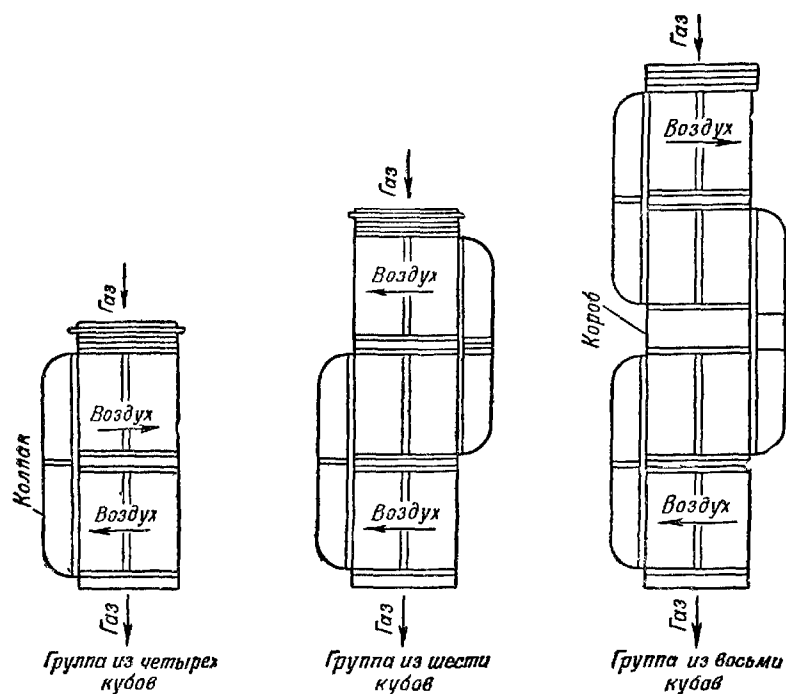


Рис. 21-17. Компоновка элементов пластинчатого воздухоподогревателя.

дикулярными осями. Ширина каналов для прохода воздуха обычно находится в пределах 12—18, а для газов — 18—27 мм. Большой размер газовых каналов применяется при сжигании многозольных топлив, как мера против забивания их золой.

Отдельные элементы пластинчатого воздухоподогревателя имеют вид ящика. В газоходе котла их ставят последовательно один за другим, образуя смешанный перекрестный ток (рис. 21-17).

Листы пластинчатых подогревателей выполняют из углеродистой стали общего назначения (Ст. 1) с толщиной стенки 1,5—2,0 мм. Более толстые листы обычно используют в первых по ходу воздуха частях подогревателя, сильнее страдающих от коррозионного воздействия дымовых газов.

Плоские листы воздухоподогревателя обладают малой жесткостью и плохо сопротивляются даже небольшому давлению, под действием которого они прогибаются. Для предотвращения коробления листов устанавливают специальные распорные болты с муфтами, которые пронизывают плоскость листов и тем самым дистанционируют их. Наличие большого количества распорных болтов усложняет изготовление пластинчатых воздухоподогревателей, а главное создает очаги неплотностей, через которые перетекает воздух. Пластинчатые воздухоподогреватели нельзя ставить в зоне высокой температуры газов из-за сильного коробления листов. Предельная температура газа перед ними обычно не превышает 400° С.

Пластинчатые подогреватели обладают большим весом, чем трубчатые, при меньшей надежности работы. Поэтому в последнее время пластинчатые воздухоподогреватели у нас не изготавливаются. Они сохранились лишь в старых конструкциях котлов.

Трубчатый воздухоподогреватель состоит из ряда параллельных труб, расположенных в шахматном порядке и присоединенных к трубным доскам. Снаружи воздухоподогреватель имеет плотные стенки и воздухоперепускные короба. В большинстве конструкций воздухоподогревателей газ движется внутри труб, а воздух — в межтрубном пространстве (рис. 21-18). Для создания

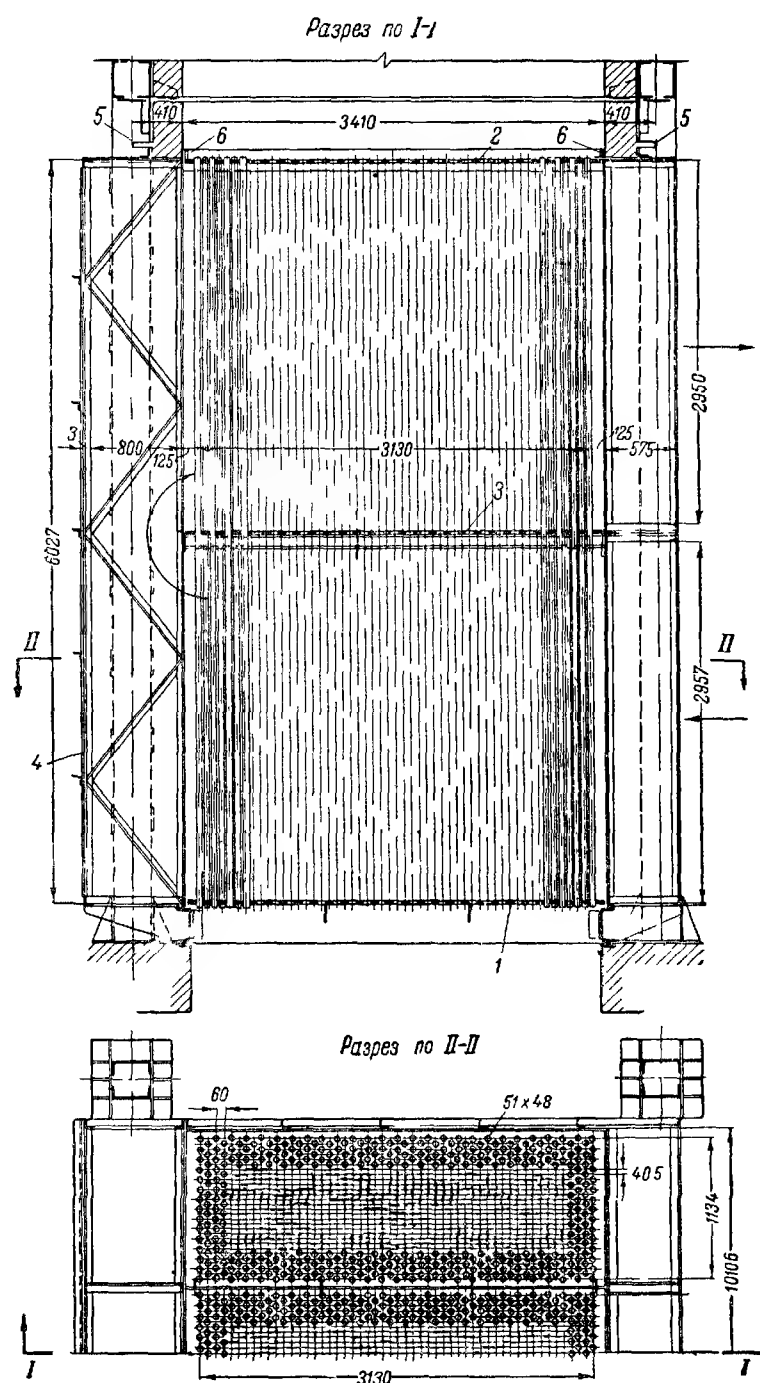


Рис. 21-18. Трубчатый воздухоподогреватель.

1, 2 и 3 — нижняя, верхняя и промежуточная трубные доски;
4 — наружный короб для перепуска воздуха;
5 и 6 — компенсаторы.

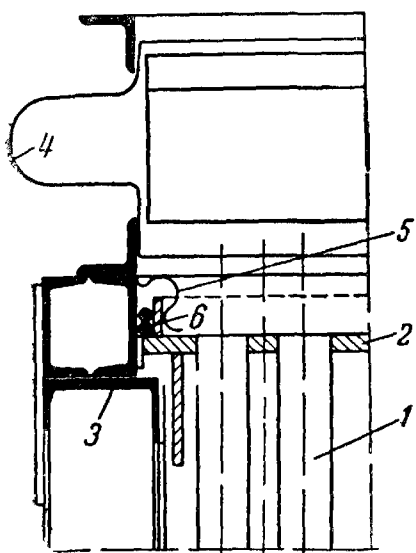


Рис. 21-19. Установка компенсатора.

1 — трубы; 2 — верхняя трубная доска, 3 — короб, 4 — компенсатор между каркасом котла и коробами 5 — компенсатор между трубной доской и коробом, 6 — асбестовый шнур.

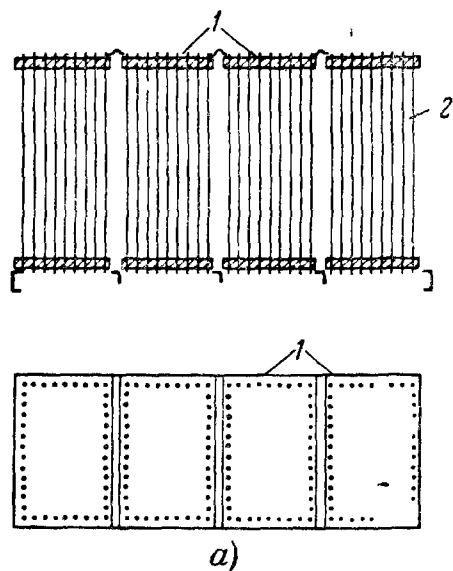


Рис. 21-20. Схема деления воздухоподогревателя на секции.

а — секции; б — деталь уплотнения. 1 — трубные доски; 2 — трубы; 3 — уплотнительный компенсатор?

перекрестного движения воздуха устанавливаются промежуточные доски.

Трубы вставляются в отверстия досок, а концы их привариваются. Промежуточные доски прикрепляются к отдельным трубам на хомутах. Такое крепление промежуточных досок не обеспечивает полной плотности, поэтому имеет место частичный переток воздуха из одного хода в другой.

Толщина трубных досок рассчитывается из условия прочности. Доска тем толще, чем меньше промежуток между трубами, который обычно равен или несколько превышает 9 мм. В среднем толщина верхней и нижней досок находится в пределах 15—25 мм. Промежуточные доски имеют меньшую толщину: 5—10 мм.

В собранном виде воздухоподогреватель представляет собой жесткую конструкцию.

Воздухоподогреватель опирается через нижнюю доску на раму, связанную с каркасом котла. При нагревании трубы воздухоподогревателя удлиняются в большей мере, чем коробка, а тем более колонны каркаса. Поэтому крепления трубных досок к каркасу котла и коробам должны быть подвижными, чтобы компенсировать разницу в удлинении. Для этой цели обычно применяют компенсаторы (рис. 21-19), которые выполняются из тонких листов углеродистой стали.

Трубчатый воздухоподогреватель состоит из

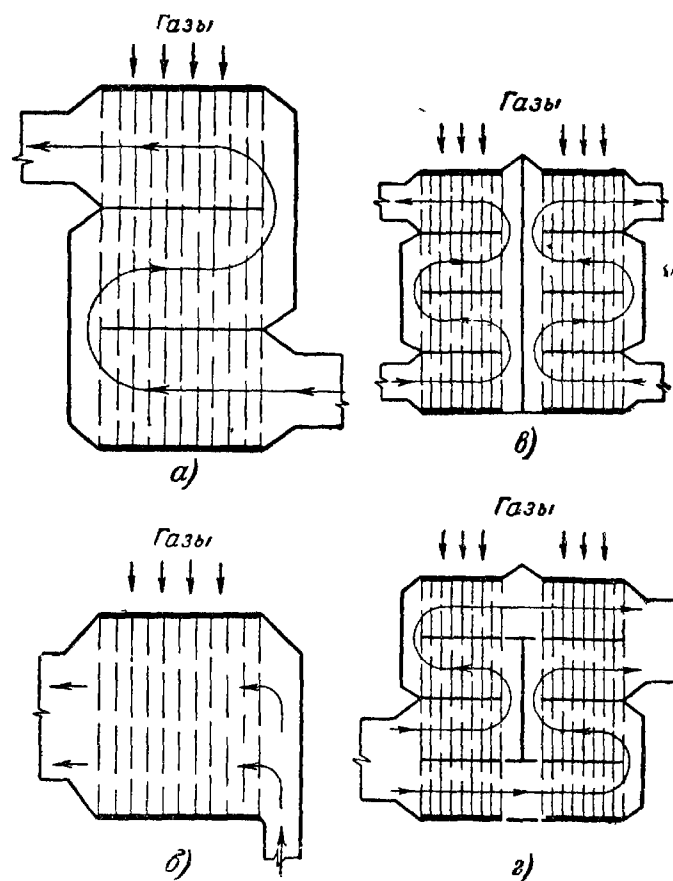


Рис. 21-21. Схема компоновки воздухоподогревателей

а — многоходовая однопоточная; б — одноходовая однопоточная; в и г — многоходовые двухпоточные.

отдельных секций, которые иногда называют кубами (рис. 21-20). Каждая секция представляет собой законченную конструкцию со своими трубными досками, размеры которых являются кратными ширине газохода. Деление воздухоподогревателя на секции позволяет легко транспортировать их и упрощает монтаж. При сборке секции воздухоподогревателя устанавливают рядом, чтобы заполнить все сечение газохода. Во избежание перетока воздуха в газы через зазоры между трубными досками соседних секций ставят уплотнительные полосы — компенсаторы.

В зависимости от скорости воздуха и величины поверхности нагрева воздухоподогреватели выполняются одно- и многоходовыми (рис. 21-21). Количество ходов и скорость воздуха связаны; уменьшение высоты хода увеличивает скорость воздуха.

Трубы, используемые в воздухоподогревателях, имеют небольшую толщину стенки: 1,25—1,5 мм. Наружный диаметр трубок обычно находится в пределах 25—51 мм. Снижение наружного диаметра с одновременным уменьшением шага делает поверхность нагрева более компактной.

Применение труб малого диаметра привело

к созданию конструкции так называемого малогабаритного воздухоподогревателя.

С уменьшением диаметра труб для сохранения прежнего значения скорости газов необходимо увеличить их количество, которое определяется отношением живого сечения для прохода газов к диаметру труб:

$$n = \frac{4F}{\pi d_{\text{вн}}^2},$$

где F — живое сечение всех труб воздухоподогревателя, подсчитанное из условия обеспечения заданной скорости газов, м^2 .

В свою очередь увеличение количества параллельных труб при постоянном коэффициенте теплопередачи¹ приводит к уменьшению длины труб, так что отношение ее к диаметру остается практически постоянным:

$$\frac{l}{d_{\text{вн}}} = \frac{H}{4F} \left(\frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{сп}}} \right),$$

где H — поверхность нагрева, м^2 ;

l — длина труб, м ;

$\frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{сп}}}$ — отношение внутреннего диаметра

к среднему, которое для труб воздухоподогревателя близко к единице

Площадь газохода, занятая трубами при одних и тех же значениях относительных шагов ($s_1/d = \text{const}$; $s_2/d = \text{const}$), в этом случае не зависит от их диаметра. Но при этом число рядов труб, омываемых воздухом, возрастает обратно пропорционально уменьшению их длины или, что то же, снижению их диаметра.

Например, при уменьшении диаметра в 2 раза количество параллельных труб возрастет примерно в 4 раза, а их длина сократится вдвое. Количество рядов труб на пути воздуха при этом увеличивается в 2 раза.

Уменьшение длины труб при обеспечении одной и той же скорости воздуха приводит к соответствующему уменьшению числа ходов и температурного напора. При этом сопротивление движению воздуха повышается пропорционально увеличению количества рядов труб на пути воздуха. И то и другое нежелательно. Улучшить работу воздухоподогревателя при использовании труб малого диаметра мож-

но при выполнении его двухпоточным. Для этого подогреватель по глубине газохода разбивается на две самостоятельные части (рис. 21-21) со свободным каналом для прохода воздуха посередине газохода. При этом каждая часть омывается только половиной всего расхода воздуха, что по сравнению с однопоточной схемой позволяет удвоить число ходов и уменьшить вдвое сопротивление воздушной стороны при одной и той же скорости воздуха. По глубине двухпоточный подогреватель занимает большую площадь на величину сечения внутреннего канала, однако в большинстве случаев это не требует расширения газохода. Вход воздуха в такой подогреватель может быть выполнен с двух и одной сторон (рис. 21-21). При одностороннем подводе упрощается конструкция воздухопроводов.

Конструкция двухпоточного воздухоподогревателя котла ПК-19 представлена на рис. 21-22. Он состоит из трубных секций, занимающих часть газохода. В промежутке между секциями установлены листы, направляющие поток воздуха. По высоте воздухоподогреватель разбит на два пакета. В нижний пакет холодный воздух подводится с одной стороны. Следовательно, наименьшая температура стенки будет в левой части нижнего пакета. В случае коррозионных повреждений ее легко заменить.

Трубы воздухоподогревателя на входном участке длиной 150—200 мм изнашиваются в результате абразивного действия летучей золы. Для предотвращения износа в трубы вставляют разрезные вставки, которые закрывают трубу на наиболее опасном участке (рис. 21-23). При омывании верхней трубной доски газами высокой температуры (свыше 500°C) для снижения температуры металла доски ее закрывают теплоизолирующей массой, как это показано на рис. 21-23.

Чугунные воздухоподогреватели собираются из ряда овальных, с обеих сторон оребренных чугунных труб, которые располагают вдоль меньшей стороны газохода. Внутри труб движется воздух, а между трубами — газ (рис. 21-24). Чугунные трубы размещаются в коридорном порядке. Их количество по ширине газохода определяется из условия обеспечения необходимой скорости газов, а по глубине — величиной поверхности нагрева. Если при этом скорость воздуха получается низкой, то воздухоподогреватель выполняют в два хода.

Чугунные элементы воздухоподогревателя изготавливаются в основном двух типов: ребри-

¹ При уменьшении диаметра труб коэффициент теплопередачи увеличивается пропорционально изменению диаметра в степени 0,2. Поэтому при снижении диаметра поверхность нагрева несколько уменьшается.

Поверхность чугунного элемента вместе с ребрами превышает гладкую овальную поверхность в 2,5—3 раза со стороны, омывае-

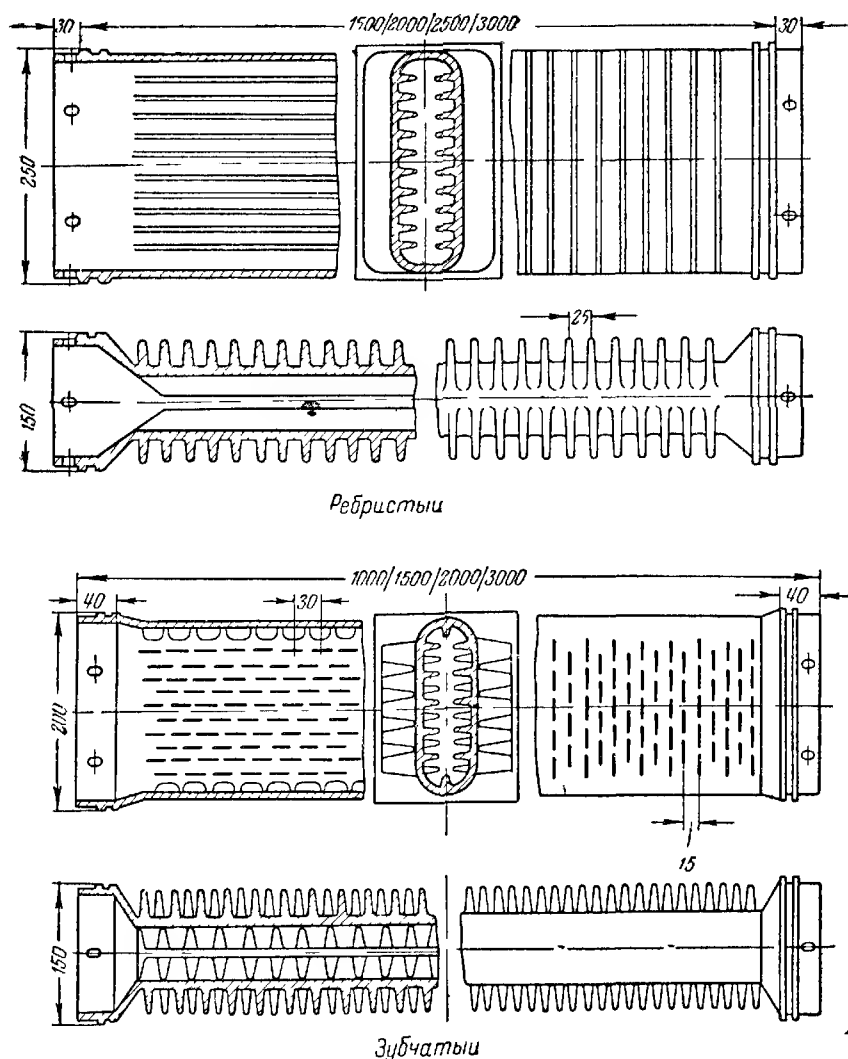


Рис. 21-25. Конструкция элементов чугунных воздухоподогревателей.

применяют повышенные скорости газов. Благодаря значительной толщине стенки чугунные элементы обладают большим сроком работы при омывании их коррозионноактивными газами. Кроме того, чугун несколько лучше по сравнению со сталью сопротивляется коррозии.

Регенеративный подогреватель (рис. 21-26) представляет собой вращающийся цилиндр, внутренняя часть которого заполнена тонкими гофрированными железными листами. Ротор при помощи специального мотора вращается со скоростью 2—5 об/мин, так что набивка попеременно находится то в газовом, то в воздушном потоке. Движение газа и воздуха — противоточное. Вращающийся ротор закрыт плотным неподвижным кожухом, к верхней и нижней частям которого присоединены воздушный и газовый короба. Сечение для прохода воздуха обычно меньше, чем для прохода газов, и составляет 30—40 % общего сечения ротора. Газовая и воздушная стороны разделены секторной плитой, которая является элементом уплотнения воздухоподогревателя (рис. 21-27).

Поверхность нагрева набирается из специальных пакетов (рис. 21-28), которые по высоте располагаются в 2—3 ряда. Каждый пакет устанавливается в соответствующие ячейки ротора. Такое устройство подогревателя позволяет легко заменять изношенные элементы.

В качестве набивки применяются волнистые листы с толщиной 0,5—1,25 мм (рис. 21-29). Более толстые листы обычно используются только для наиболее холодной части подогревателя, где имеет место большая опасность газовой коррозии. Конфигурация листов должна обеспечить их дистанционирование и хороший коэффициент теплопередачи.

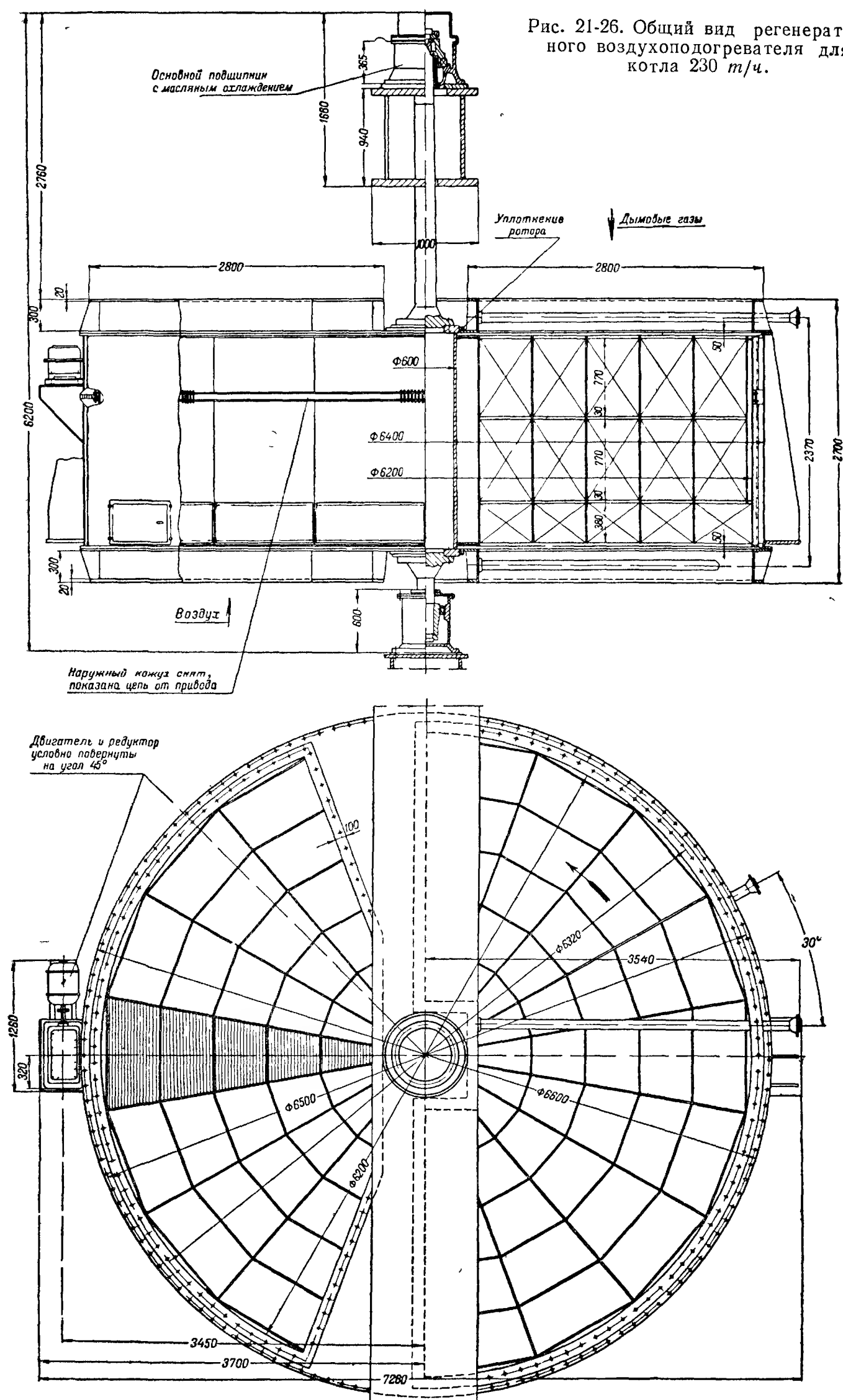
Уплотнение между газовой и воздушной сторонами в регенеративных подогревателях является одним из важных элементов. В старых конструкциях этих подогревателей более 20 % воздуха перетекало в газы. Это, естественно, увеличивало расход электроэнергии на тягу и дутье и приводило к увеличению потерь с уходящими газами. При хорошем состоянии уплотнений переток воздуха в газы составит примерно 10 %.

В регенеративных подогревателях хорошо решается вопрос обдувки. Для этой цели в нижней части подогревателя устанавливается сопло, перемещающееся в радиальном (по отношению к ротору) направлении. Так как сам ротор вращается, то имеет место попеременная обдувка всех элементов подогревателя струей большой мощности. Расход воздуха или пара на обдувку невелик, поскольку обдувка всей поверхности проводится одним соплом. При движении струи воздуха из обдувочного аппарата происходит вибрация набивки, которая способствует отслаиванию загрязнения и улучшает эффективность обдувки.

Наряду с воздушной в последнее время стали использовать водяную обдувку регенеративного подогревателя во время его работы. Воду подают через одно-два сопла, установленные под подогревателем на стороне, омываемой воздухом. При расположении сопел со стороны газов имели бы место цементация золы и коррозия золоуловительных устройств.

Регенеративные подогреватели обладают рядом преимуществ: малыми габаритами и весом, меньшей опасностью газовой коррозии. Последнее объясняется тем, что температура набивки в регенеративных подогревателях мало отличается от полусуммы температур газа и воздуха, даже при загрязнении летучей золой теплопередающих листов. Главное же то, что в этих подогревателях допускается

Рис. 21-26. Общий вид регенеративного воздухоподогревателя для котла 230 т/ч.



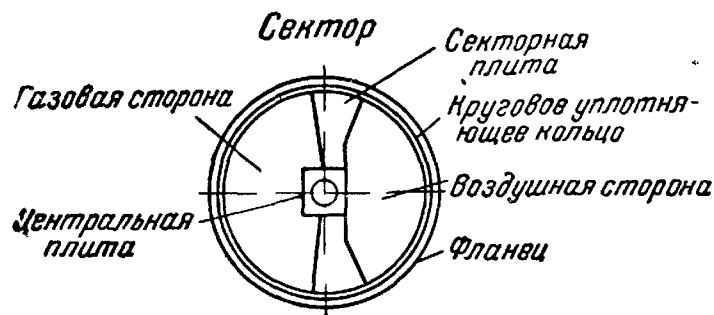


Рис. 21-27. Расположение секторных плит воздухоподогревателя.

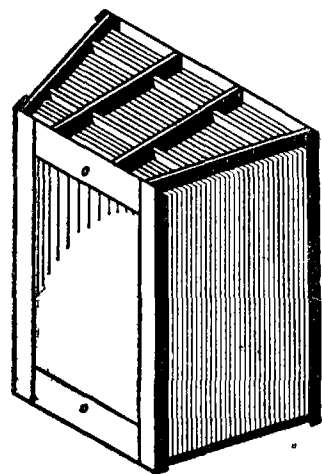


Рис. 21-28. Пакет греющих элементов.

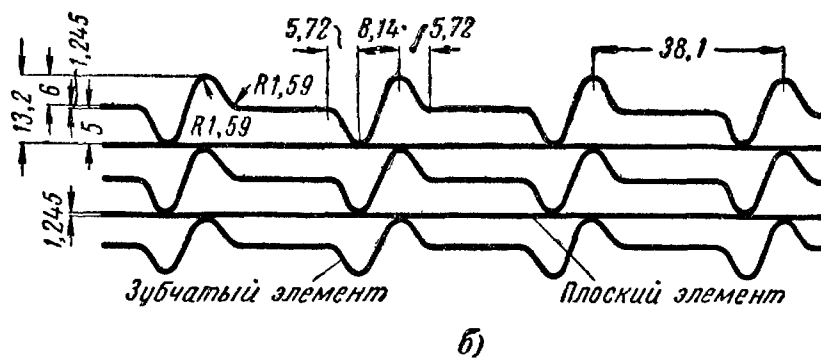
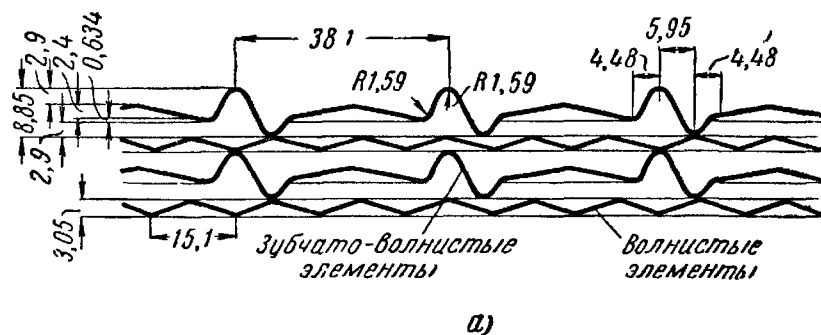


Рис. 21-29. Форма набивки для горячей (а) и холодной (б) частей подогревателя.

большой износ листов, так как возникающие сквозные отверстия в набивке не являются очагом перетока воздуха. Поэтому набивку меняют лишь при износе, равном 20% ее веса. По сравнению с трубчатыми эти воздухоподогреватели дают несколько больший присос воздуха в дымовые газы.

Технико-экономические характеристики воздухоподогревателей. Из всего многообразия конструкций воздухоподогревателей при конструировании надо выбрать наилучшую, т. е. наиболее надежную и экономически целесообразную.

Для сравнения различных конструкций воздухоподогревателей используют габаритные, весовые и стоимостные характеристики. Аналогично тому как это делалось при сравнении конструкций экономайзеров, для воздухоподогревателей строятся зависимости по соотношению (21-1). Эти зависимости выражают объем, вес и стоимость удельной поверхности нагрева, передающей $1 \cdot 10^6$ ккал/ч, как функции мощности, затрачиваемой на тяго-дутьевые устройства. При этом все сравниваемые поверхности нагрева ставятся в одинаковые условия по температуре газа и воздуха.

На рис. 21-30 приведены характеристики воздухоподогревателей, построенные указанным образом. Точками отмечены значения, отвечающие оптимальным скоростям газа.

Наиболее благоприятные технико-экономические показатели имеют регенеративные воздухоподогреватели, за ними следуют трубчатые, причем с уменьшением диаметра труб уменьшаются габаритные, весовые и стоимостные показатели их. Пластинчатые воздухоподогреватели во всем уступают трубчатым; их габариты, вес и стоимость намного превышают эти показатели трубчатых подогревателей. Чугунные подогреватели по сравнению с трубчатыми диаметром 40 мм тяжелее почти в 4 раза, дороже в 2,5 раза и требуют в 4 раза большего расхода электроэнергии на тягу и дутье. Таким образом, технико-экономические показатели чугунных воздухоподогревателей самые низкие.

В настоящее время в энергетике наиболее широко используются трубчатые и регенеративные подогреватели. Последние имеют большое распространение в зарубежной энергетике.

Пластинчатые воздухоподогреватели в новых котлоагрегатах не применяются из-за их низких технико-экономических показателей. К тому же они имеют большие присосы и сложны в ремонте.

Чугунные воздухоподогреватели сравнительно хорошо противостоят коррозии при низкой температуре и окислению при высокой температуре стенки. Поэтому, несмотря на низкие технико-экономические

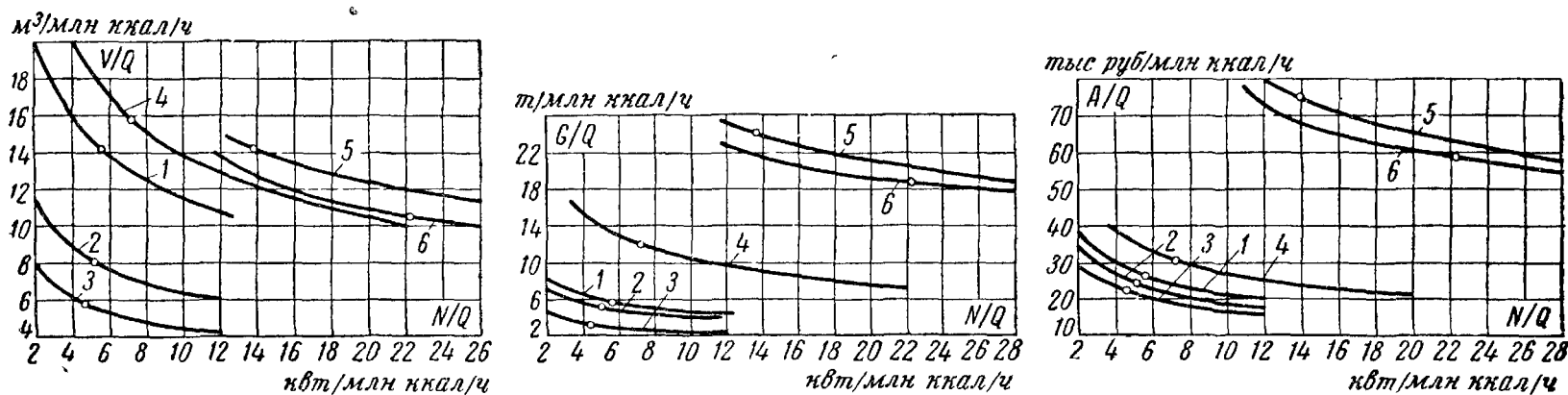


Рис. 21-30. Габаритные, весовые и стоимостные характеристики воздухоподогревателей.

1 — трубчатый ($d = 51 \times 1,5$; $s_1 = 80$ мм; $s_2 = 60$ мм); 2 — то же ($d = 40 \times 1,5$; $s_1 = 54$ мм; $s_2 = 42$ мм); 3 — то же ($d = 21 \times 1,0$; $s_1 = 35$ мм; $s_2 = 26$ мм); 4 — пластинчатый ($\delta_{2\alpha\alpha} = 24$ мм; $\delta_{803\delta} = 19$ мм); 5 — чугунный ребристый; 6 — чугунный ребристо-зубчатый.

показатели, они все же находят применение. При сернистых топливах их ставят в качестве первой ступени воздухоподогревателя. При температуре газов перед подогревателем выше 550°C и подогреве воздуха выше 400°C чугунные подогреватели применяют в качестве последней ступени воздухоподогревателя.

21-4. ЗАЩИТА ХВОСТОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ОТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ КОРРОЗИИ

В практике эксплуатации котлов имели место случаи интенсивного разрушения металла хвостовых поверхностей нагрева в результате коррозионного воздействия продуктов сгорания топлива. Коррозионные повреждения имели место на поверхностях нагрева с относительно низкой температурой стенки, поэтому этот вид разрушения металла получил название низкотемпературной коррозии.

Защита хвостовых поверхностей нагрева от коррозии выросла в серьезную проблему, которую необходимо решать как при конструировании, так и при эксплуатации котлов. Способы защиты зависят от температурной области, в которой находятся места повреждений, и степени интенсивности коррозии. И то и другое определяется характером протекания этого процесса.

Коррозионный процесс

Дымовые газы содержат в том или ином количестве водяные пары и продукты сгорания серы. Серный ангидрид обладает способностью соединяться с парами воды, в результате чего образуются пары серной кислоты. При омывании дымовыми газами хвостовых поверхностей нагрева происходит конденсация серной кислоты на более холодной, чем газы, металлической стенке. В результате создаются условия для интенсивной коррозии металла.

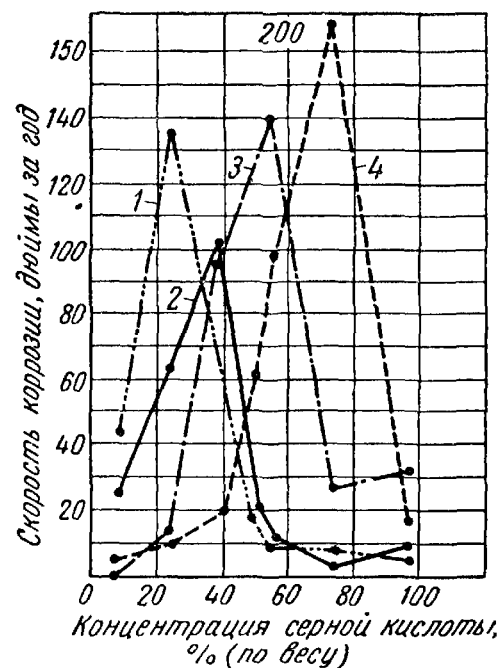


Рис. 21-31. Интенсивность коррозионного износа различных металлов в кипящем растворе серной кислоты (по Хьюдзу и Пиоттеру).

1 — малоуглеродистая сталь с небольшим содержанием меди, хрома и никеля; 2 — углеродистая сталь; 3 — легированная сталь; 4 — алюминий.

Коррозионный процесс является электрохимическим, причем жидкая пленка играет роль электролита. Интенсивность разрушения металла зависит от концентрации серной кислоты. На рис. 21-31 показана скорость коррозии некоторых материалов при выдерживании их в кипящем растворе серной кислоты. Зависимость скорости коррозии образцов от концентрации серной кислоты у всех металлов качественно одинакова. Определенной концентрации, характерной для каждого металла, отвечает максимальная величина скорости коррозии. За пределами этой концентрации интенсивность коррозии данного металла снижается.

При отсутствии серного ангидрида в дымовых газах на поверхностях нагрева могут

конденсироваться лишь чистые водяные пары. Повреждения в этом случае имеют характер кислородной коррозии. Благодаря легкому доступу кислорода к металлу через тонкую пленку воды скорость коррозии становится достаточно большой, хотя и меньшей, чем при наличии серной кислоты.

Таким образом, коррозионные повреждения происходят лишь в той части поверхности нагрева, где имеет место конденсация паров воды или серной кислоты, причем интенсивность коррозии зависит от концентрации серной кислоты и свойств материала поверхности нагрева.

Наиболее высокая температура стенки, при которой происходит конденсация паров, называется точкой росы. Очевидно, что коррозии подвержены лишь те участки поверхности нагрева, температура металла которых лежит ниже температуры точки росы. Как показали опыты, точка росы зависит не только от влажности дымовых газов, но и от содержания серного ангидрида в них.

Температура конденсации чистого водяного пара определяется величиной его парциального давления:

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{с.з.}} + V_{\text{H}_2\text{O}}} p, \quad (21-2)$$

где $V_{\text{H}_2\text{O}}$, $V_{\text{с.з.}}$ — объемы водяных паров и сухих газов, отнесенные к 1 кг топлива, $\text{нм}^3/\text{кг}$;

p — давление в газоходе, *атм*.

Объем продуктов сгорания зависит от элементарного состава топлива и коэффициента избытка воздуха. В табл. 21-2 приведены расчетные значения температуры конденсации водяных паров для некоторых топлив при $\alpha = 1,5$.

Таблица 21-2

Расчетная температура конденсации водяных паров

Топливо	Влажность топлива, %	Парциальное давление водяных паров, <i>атм</i>	Температура начала конденсации, °C
Мазут	3	0,092	44
Угли.			
Кузнецкий тощий	5,5	0,054	34
Донецкий ПЖ	6	0,062	36
Донецкий АШ	6,5	0,037	27
Карагандинский бурый	28	0,108	47
Подмосковный бурый	32,5	0,14	52
Торф	40	0,171	56

Из табл. 21-2 видно, что температура точки росы чистых водяных паров в общем невелика и не превышает 60° C, даже для таких влажных топлив, как торф. Поэтому, если в топливе нет серы, то коррозию можно легко предотвратить повышением температуры наиболее холодной части поверхности нагрева до сравнительно невысокой температуры.

При сжигании топлива содержащаяся в нем сера преимущественно окисляется в сернистый ангидрид и только менее 5% переходит в серный ангидрид за счет последующего окисления сернистого ангидрида при движении газов через поверхности нагрева.

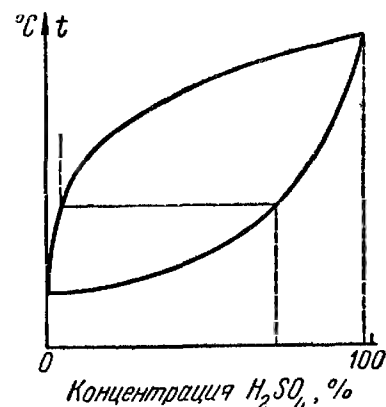
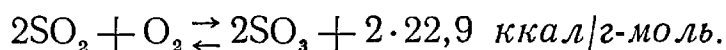


Рис. 21-32. Диаграмма равновесного состояния системы водяные пары — серная кислота при постоянном давлении.

Образование серного ангидрида стехиометрически происходит по уравнению



Эта реакция обратима. Вследствие экзотермичности реакции при снижении температуры равновесие смещается в сторону образования SO_3 . Поэтому при низкой температуре процесс окисления SO_2 в SO_3 происходит более полно, хотя реакция протекает медленно.

Несмотря на малое время пребывания газов в зоне температур (425 — 625° C), благоприятных для окисления SO_2 в SO_3 , наличие катализаторов (окись железа и др.) приводит к образованию заметного количества SO_3 .

Зола некоторых топлив может содержать как катализаторы, так и вещества (ингибиторы), замедляющие протекание реакции. Этим объясняется наблюдаемый в эксплуатации факт, что при одном и том же содержании серы в различных топливах образуется разное количество SO_3 и имеет место различная интенсивность коррозии.

На рис 21-32 изображена диаграмма равновесного состояния системы водяные пары—

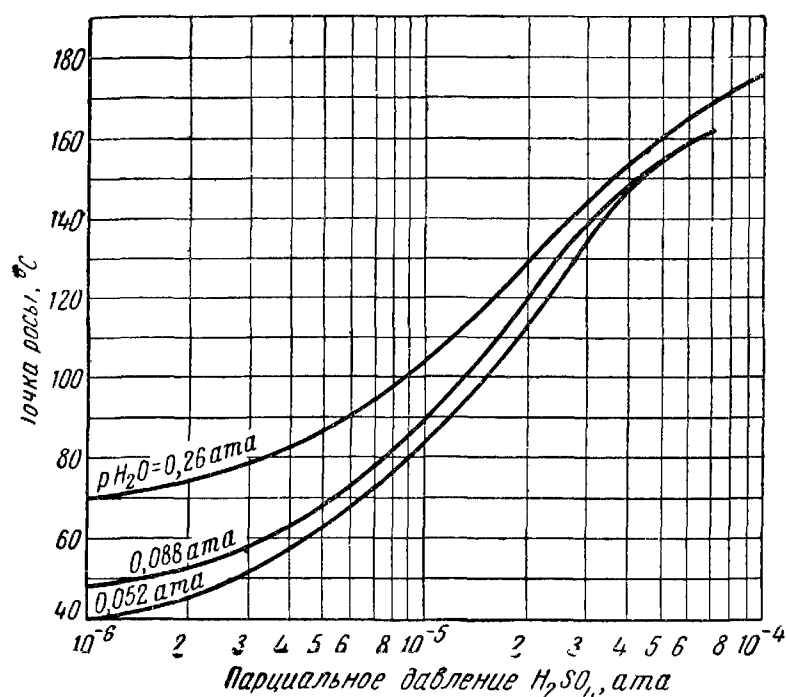


Рис. 21-33. Зависимость температуры точки росы от парциального давления паров воды и серной кислоты в дымовых трубах.

H_2SO_4 . Нижняя кривая отвечает концентрации серной кислоты в жидкой фазе при определенной температуре раствора. Верхняя кривая дает концентрацию серной кислоты в паровой фазе. При снижении температуры смеси водяных паров и SO_3 происходит конденсация серной кислоты, причем ее концентрация определяется точкой пересечения линии постоянной температуры с нижней кривой. Как видно из рис. 21-32, сильно концентрированный раствор серной кислоты получается при небольшой концентрации SO_3 в водяном паре.

Зависимость, характеризующая начало конденсации серной кислоты для различных парциальных давлений паров воды и серной кислоты в дымовых газах, дана на рис. 21-33. Из ее рассмотрения следует, что присутствие чрезвычайно малого количества SO_3 увеличивает температуру точки росы на $100^\circ C$ и больше.

Концентрация серной кислоты в растворе, находящемся на поверхности нагрева, определяется ее температурой и парциальными давлениями паров воды и серной кислоты в газах. В пределах одной и той же поверхности нагрева температура стенки меняется, а вместе с ней изменяется и концентрация серной кислоты.

Каждый металл, как следует из рис. 21-31, наиболее интенсивно корродирует при определенной концентрации серной кислоты. Поэтому наибольшее разрушение металла будет в том месте поверхности нагрева, где темпе-

ратура стенки отвечает наиболее опасной концентрации H_2SO_4 . В области с более высокой или более низкой температурой коррозионный износ будет меньше. Этим объясняется тот факт, что коррозионные повреждения носят локальный характер. Они имеют место лишь в определенной области значений температуры стенки.

Выполнение воздухоподогревателя из другого металла не приводит к устранению коррозии, а лишь смещает коррозионную зону в область других температур. Этим объясняется трудность в подборе металла, хорошо противостоящего коррозии в широком диапазоне концентраций серной кислоты.

Защита низкотемпературных поверхностей нагрева от коррозии

Наибольшему коррозионному износу подвергаются входные ступени воздухоподогревателей, имеющие низкую температуру стенки. Коррозия экономайзеров имеет место лишь при невысокой температуре питательной воды в котлах, сжигающих сернистое топливо. В энергетических котлах высокого давления температура питательной воды, а следовательно, и стенок труб, как правило, лежит выше коррозионно опасной.

Снижение интенсивности коррозии, как следует из условий протекания этого процесса, может быть достигнуто следующими способами: удалением серы из топлива; введением присадок в топочные газы; изготовлением поверхности нагрева из материалов, хорошо сопротивляющихся коррозии; повышением температуры металла выше температуры точки росы.

Из твердого топлива только сернистый колчедан может быть удален путем механической сепарации в пылеприготовительных устройствах. Возможность гравитационной сепарации колчедана основана на его большем по сравнению с углем удельном весе. В колчеданных сепараторах может улавливаться до 50% общего содержания его в топливе.

Удаление летучей серы из топлива является сложным физико-химическим процессом, применение которого в настоящее время экономически нецелесообразно. Поэтому приходится считаться с тем, что в топку практически вводится количество серы, которое лишь немного меньше, чем в топливе на месте добычи. Введение в топочные газы присадок хорошо зарекомендовало себя только при использовании жидкого топлива. При сжигании

мазута коррозионные повреждения практически полностью устраняются путем присадки порошка доломита в топочные газы. Доломит — дешевый природный минерал, состоящий в основном из двойной соли кальция и магния ($\text{MgCO}_3 \cdot \text{CaCO}_3$). Доломит добавляется в количестве, соизмеримом с зольностью мазута (около 0,2% расхода топлива). Присадка доломита, с одной стороны, снижает содержание SO_3 в дымовых газах, что уменьшает температуру точки росы, а с другой — нейтрализует раствор серной кислоты, осевший на поверхность нагрева.

При добавлении доломита плотные влажные отложения на трубах переходят в сухие, рыхлые, легко удаляемые обдувкой. Порошок доломита может вводиться в топку вместе с мазутом или воздухом. Более эффективным оказалось вдувание порошка доломита в газоход котла непосредственно перед поверхностями нагрева, страдающими от коррозии. При этом исключается осаждение доломита в топке и других газоходах, находящихся в области высоких температур газа.

Стоимость присадки доломита невелика и оценивается величиной, эквивалентной снижению к. п. д. котла на 0,1%, что намного меньше увеличения к. п. д. котла за счет возможности более глубокого охлаждения газов.

Другим веществом, используемым в качестве присадки при сжигании мазута, является аммиак. Его присадка в некоторых случаях обходится дешевле, чем доломита.

Опыты по присадке умеренных количеств доломита в пылеугольные топki не дали положительных результатов. Эффективность действия присадки зависит от количества и состава золы. Вещество присадки может вступать с золой топлива в химическое взаимодействие, в результате чего утрачивается способность исходного вещества предотвращать коррозию. Добавление же присадки в количествах, соизмеримых с содержанием золы, экономически нецелесообразно.

Что касается применения материалов, хорошо противостоящих коррозии, то даже нержавеющие хромистые и хромоникелевые стали не являются стойкими по отношению к действию раствора серной кислоты. Гальваническое никелирование труб также не предотвращает их от коррозии. Стойкими по отношению к коррозии оказались керамические покрытия и трубы из стекла. Однако при их использовании затрудняется изготовление воздухоподогревателя из-за трудностей со-

единения отдельных элементов. Более конструктивным решением является эмалирование труб специальной массой.

Эмалированные трубы хорошо противостоят коррозии и сравнительно недороги. Соединение их с трубной доской может быть выполнено на сварке без нарушения плотности эмалевого покрытия. Однако эмаль имеет сравнительно невысокую механическую прочность, поэтому эмалированные трубы не допускают механической очистки (например, дробевой) от отложений летучей золы. В последнее время эмалированные трубы находят применение в конструкциях воздухоподогревателей.

Одним из широко распространенных способов предотвращения коррозии является повышение температуры стенки выше температуры точки росы.

Температура стенки воздухоподогревателя, омываемая газами, может быть выражена в виде:

$$t_{cm} = t_s + \frac{\left(\frac{1}{\alpha_g} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} \right) (t_z - t_s)}{\frac{1}{\alpha_z} + \frac{1}{\alpha_g} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_z}{\lambda_g}}. \quad (21-3)$$

Термическим сопротивлением металлической стенки (исключая ребра) можно пренебречь ввиду его малости по сравнению с остальными членами, даже для чугунных воздухоподогревателей. При отсутствии золовых отложений температура стенки будет зависеть только от локальных значений температуры воздуха и газа и коэффициентов теплоотдачи:

$$t_{cm} = t_s + \frac{1}{1 + \frac{\alpha_g}{\alpha_z}} (t_z - t_s). \quad (21-4)$$

Из уравнения (21-4) следует, что температуру стенки можно повысить увеличением температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель, уменьшением отношения $\frac{\alpha_g}{\alpha_z}$, увеличением температуры газов в месте ввода холодного воздуха. Для осуществления последнего применяются конструкции, аналогичные показанной на рис. 21-34.

Недостатком такой конструкции является нарушение схемы противоточного движения газов, что приводит к возрастанию температуры уходящих газов при одной и той же величине поверхности нагрева.

Температура стенки будет тем ближе к температуре газов, чем меньше отношение

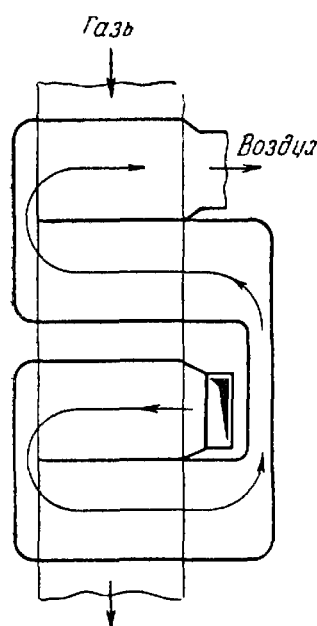


Рис 21-34 Схема воздухоподогревателя при размещении входной части в области газохода с повышенной температурой газа.

коэффициентов теплоотдачи. На рис. 21-35 приведена зависимость температуры стенки от отношения коэффициентов теплоотдачи от воздуха и газов (при температуре воздуха на входе в воздухоподогреватель 30°C и $t_{yx}=150^\circ\text{C}$). Из этого графика следует, что соответствующим выбором

отношения $\frac{\alpha_g}{\alpha_a}$ можно существенно повысить температуру стенки воздухоподогревателя

В некоторых конструкциях воздухоподогревателей это достигается путем снижения коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха за счет уменьшения его скорости.

Для этой цели увеличивают высоту первого хода или располагают трубы с большим шагом в направлении, перпендикулярном движению воздуха.

Однако подобные мероприятия не всегда приводят к цели. При наличии даже небольшого отложения золы температура стенки в месте загрязнений будет близка к температуре воздуха ввиду малой величины коэффициента теплопроводности золы. При низкой температуре воздуха это приведет к конденсации паров и коррозии, особенно при сжигании сернистых топлив.

Повышение температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель может быть осуществлено за счет рециркуляции горячего воздуха, которая выполняется двумя способами (рис. 21-36). При первом способе горячий воздух поступает на всасывающую сторону дутьевого вентилятора за счет перепада давлений между коробом горячего воздуха и всасывающим патрубком вентилятора. Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель зависит от температуры и расхода рециркулируемого воздуха. При этом через дутьевой вентилятор проходит увеличенный расход воздуха, что повышает расход электроэнергии на дутье. Количество рециркулируемого воздуха при переменных нагрузках надо регулировать. При снижении нагрузки подогрев воздуха падает вследствие уменьшения температуры горячего воздуха и

снижения напора, под действием которого осуществляется рециркуляция.

Расход электроэнергии на рециркуляцию воздуха может быть сокращен при использовании специального вентилятора (рис. 21-37,б). В этом случае загрузка дутьевого вентилятора не меняется.

Рециркуляция воздуха широко применяется на электростанциях в тех случаях, когда для устранения коррозии оказывается доста-

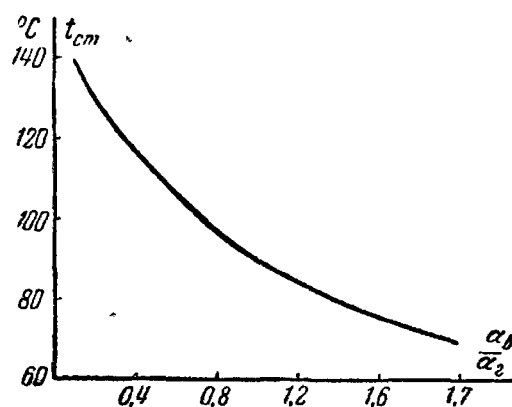


Рис 21-35. Изменение температуры стенки воздухоподогревателя от отношения коэффициентов теплоотдачи (при $t_{xв}=30^\circ\text{C}$ и $t_{yx}=150^\circ\text{C}$).

точным предварительный подогрев воздуха до $50\text{--}65^\circ\text{C}$. При более высоком подогреве возрастает температура уходящих газов, что приводит к снижению к. п. д. котла.

Другим способом повышения температуры воздуха может быть паровой подогрев воздуха в специальных калориферах. Для этих целей используется пар из отборов турбин. Если при проектировании турбин предусмотрен расход отборного пара на предварительный подогрев воздуха, то такой способ оказывается более экономичным, чем рециркуля-

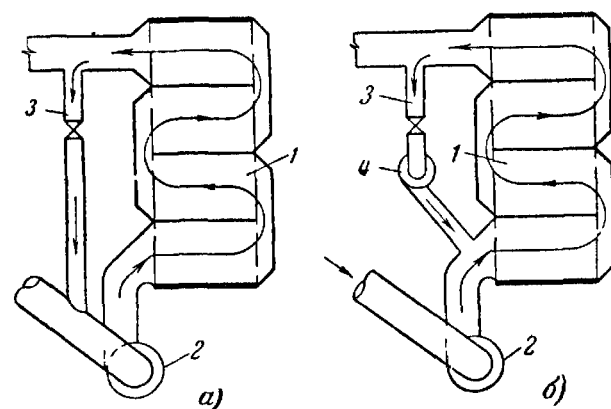


Рис. 21-36 Схема рециркуляции воздуха. а — при помощи дутьевого вентилятора, б — при помощи вентилятора рециркуляции. 1 — воздухоподогреватель, 2 — дутьевой вентилятор; 3 — короб с регулирующим шибером; 4 — вентилятор рециркуляции.

ция газов. Однако при значительном подогреве воздуха сильно повышается температура уходящих газов, что делает экономически нецелесообразным подогрев воздуха свыше $50-60^\circ\text{C}$.

Для уменьшения золовых отложений надо увеличить скорость газов. Это легко осуществить, если выполнить начальную часть воздушного подогревателя в виде самостоятельного хода с повышенной скоростью газа и пониженной скоростью воздуха (рис. 21-37).

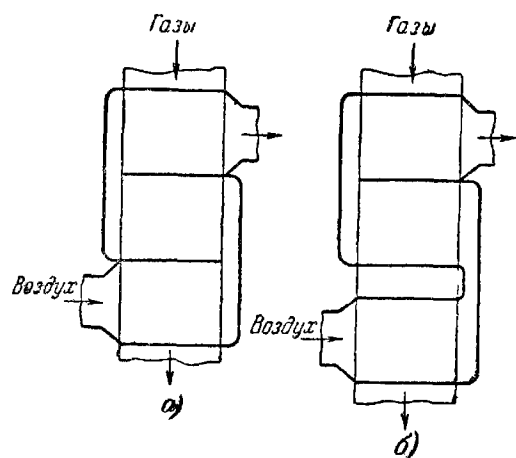


Рис. 21-37. Выделение начального хода воздухоподогревателя в отдельный пакет.

а — без выделения; б — с выделением первого хода

При такой компоновке упрощается ремонт, поскольку заменяется только изношенная часть воздухоподогревателя. В некоторых случаях выделенную ступень воздухоподогревателя выполняют из чугунных элементов, которые лучше сопротивляются коррозии.

В последнее время испытываются другие конструкции коррозионно устойчивых поверхностей нагрева. В области газотока с низкой температурой газа ставятся испарительные поверхности нагрева как с естественной, так и с принудительной циркуляцией. Температура стенки испарительных поверхностей нагрева определяется давлением пароводяной смеси и остается постоянной на всей ее длине. Давление, а следовательно, и температура стенки выбираются такими, при которых отсутствует наиболее коррозионно опасная концентрация серной кислоты.

Полученный в испарительных поверхностях пар низкого давления предназначен для начального подогрева воздуха в специальных калориферах. При использовании таких схем первая по ходу воздуха ступень воздухоподогревателя, наиболее склонная к коррозионным повреждениям, заменяется испарительной поверхностью с постоянной температурой стенки.

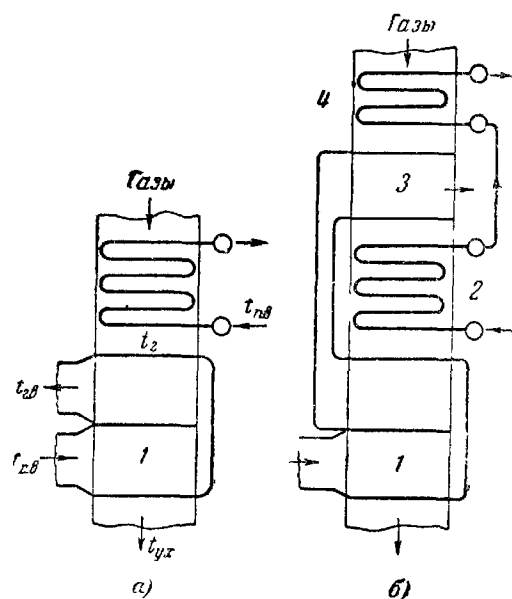
21-5. ОСНОВЫ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Выбор температуры уходящих газов

Компоновка хвостовых поверхностей нагрева может быть выполнена по одно- и двухступенчатой схемам (рис. 21-38). При одноступенчатой схеме водяной экономайзер и воздухоподогреватель располагаются последовательно по ходу газов. При двухступенчатой схеме воздухоподогреватель и экономайзер разбиваются на две ступени. Последней по ходу газов поверхностью нагрева по-прежнему остается воздухоподогреватель.

Рис. 21-38. Компоновка низкотемпературных поверхностей нагрева.

а — одноступенчатая, б — двухступенчатая. 1 и 3 — первая и вторая ступени воздухоподогревателя, 2 и 4 — первая и вторая ступени экономайзера.



На рис. 21-39 схематически показано изменение температуры газов и рабочего тела вдоль низкотемпературных поверхностей нагрева.

По мере нагревания воздуха его температура приближается к температуре газов. Для воды имеет место обратная картина. Как видно из рис. 21-39, минимальная разность температур между греющим и нагреваемым телами имеет место на «горячем» конце воздушного подогревателя ($\Delta t_m^{(n)}$) и «холодном» конце экономайзера ($\Delta t_m^{(k)}$). Такой ход температурных кривых непосредственно следует из уравнений теплового баланса. В частности, для первой ступени воздухоподогревателя уравнение теплового баланса согласно обозначениям на рис. 21-38 запишется в следующем виде:

$$(t_{2,в} - t_{x,в}) \omega_в = (t_2 - t_{yx}) \omega_2 \quad (21-5)$$

где $t_{x.s}$, $t_{z.s}$ — температуры воздуха на входе и выходе из воздухоподогревателя, °C;

t_z , t_{yx} — температуры на входе в первую ступень воздухоподогревателя и уходящих газов, °C;

ω_s , ω_z — водяные эквиваленты объемов воздуха и газов, отнесенные к килограмму топлива, ккал/кг·град.

Значения водяных эквивалентов воздуха и газов соответственно равны:

для воздуха

$$\omega_s = (\alpha_m - \Delta\alpha_m - \Delta\alpha_{nл.у}) V_s^0 c_s; \quad (21-6)$$

для газа

$$\omega_z = V_{RO_2} c_{RO_2} + V_{N_2} c_{N_2} + (\alpha_{yx} - 1) V_s^0 c_s + V_{H_2O} c_{H_2O}. \quad (21-7)$$

Объем газов больше объема воздуха за счет присутствия в нем водяных паров, полученных из влаги топлива и при сгорании водорода, и присоса воздуха в топку и газоходы котла. Наряду с этим теплоемкость газов больше, чем воздуха. Поэтому, как это видно из уравнений (21-6) и (21-7), водяной эквивалент у газов всегда больше, чем у воздуха.

Из уравнения (21-5) следует, что при $\omega_s < \omega_z$ приращение температуры воздуха больше, чем соответствующее снижение температуры газов.

Водяной эквивалент у воды, отнесенный к кг топлива,

$$\omega_{вод} = \frac{D}{B} c_p \text{ ккал/кг·град}$$

больше водяного эквивалента у газов. Поэтому температурные кривые в области экономайзера расходятся.

Температура уходящих газов оказывается связанной с температурами холодного воздуха и питательной воды, значениями водяных эквивалентов и величинами минимальных температурных напоров между греющим и нагреваемым телом.

Если в уравнении (21-5) температуру газов перед первой ступенью воздухоподогревателя и температуру горячего воздуха выразить через Δt_m^{sn} и Δt_m^{sk} , то получим:

$$t_z = t_{n.s} + \Delta t_m^{sk}; \quad (21-8)$$

$$t_{z.s} = t_z - \Delta t_m^{sn};$$

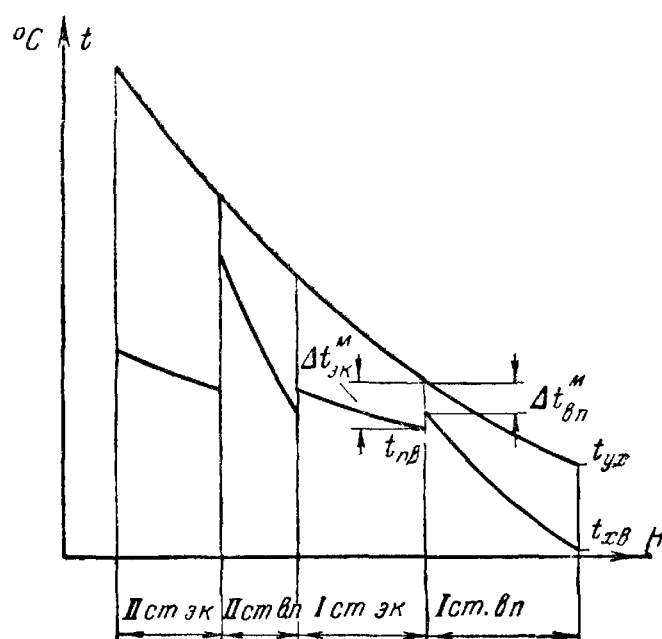


Рис. 21-39. Изменение температуры газа и рабочего тела вдоль низкотемпературных поверхностей нагрева.

далее на основании (21-5) и (21-8) имеем:

$$t_{yx} = (t_{n.s} + \Delta t_m^{sk}) \left(1 - \frac{\omega_s}{\omega_z}\right) + (t_{x.s} + \Delta t_m^{sn}) \frac{\omega_s}{\omega_z}. \quad (21-9)$$

Как видно из уравнения (21-9), температуру уходящих газов можно снизить путем уменьшения величин $t_{n.s}$, $t_{x.s}$, Δt_m^{sk} и Δt_m^{sn} и сближения водяных эквивалентов воздуха и газов. Ниже дается оценка влияния отдельных факторов на температуру уходящих газов.

Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель всегда бывает заданной: обычно она равна температуре воздуха в котельной, откуда она поступает в вентилятор. При предварительном паровом подогреве воздуха для предотвращения коррозионных повреждений его температура выбирается из условия надежности.

Сблизить значения водяных эквивалентов газа и воздуха при постоянной влажности топлива можно лишь за счет снижения присосов воздуха в котлоагрегате, для чего принимают необходимые меры при проектировании и эксплуатации котлов. Однако в котлах с разрежением в топке и газоходах не удастся полностью устранить присосы. Только в котлах с наддувом присосы можно практически свести к нулю. Таким образом, температура холодного воздуха и величина присосов (при хорошей плотности газоходов) всегда находятся на минимальном уровне и дальнейшее

их снижение с целью уменьшения температуры уходящих газов практически невозможно.

Другие величины, входящие в уравнение (21-9), а именно: температуры уходящих газов и питательной воды, перепады температур на выходе из воздухоподогревателя и входе в экономайзер, подлежат выбору на основании технико-экономических расчетов.

Наиболее сложным является выбор оптимальной температуры питательной воды, так как при этом должна учитываться экономичность тепловой работы всей паротурбинной установки в целом. Действительно, повышение температуры питательной воды улучшает использование регенеративного подогрева, что увеличивает к. п. д. цикла станции. Одновременно с этим имеет место снижение к. п. д. котла за счет возрастания температуры уходящих газов. При этом степень снижения к. п. д. котла, как это видно из уравнения (21-9), определяется не только температурой питательной воды, но и отношением водяных эквивалентов воздуха и газа, зависящими от свойств топлива. На величину оптимальной температуры питательной воды также оказывает влияние значение температурных напоров, а следовательно, размер и стоимость поверхностей нагрева.

Многочисленность факторов, влияющих на выбор оптимальной температуры питательной воды, привела к тому, что в большинстве расчетов она выбиралась такой, при которой обеспечивался максимальный термический к. п. д. цикла станции с различными параметрами пара с весьма ориентировочным учетом к. п. д. котла. Полученные таким путем значения температур питательной воды приведены в табл. 21-1. Однако новейшие работы в этом направлении показали, что оптимальная температура питательной воды во многих случаях лежит ниже значений, указанных в табл. 21-1.

Если температура питательной воды является известной, то число переменных, которые определяют t_{yx} , снижается до двух: Δt_m^{6n} и Δt_m^{8k} , которые и выбираются при проектировании котельного агрегата.

Вес металла поверхности нагрева, необходимый для охлаждения газов, прямо пропорционален среднему температурному напору, который определяется главным образом величиной наименьшей разности температур между греющим и нагреваемым телами. Поэтому при снижении Δt_m^{6n} и Δt_m^{8k} , с одной стороны, уве-

личивается к. п. д. котла за счет уменьшения температуры уходящих газов, а с другой—повышаются затраты металла и соответственно стоимость котельного агрегата. Кроме того, с возрастанием поверхности нагрева увеличивается расход электроэнергии на тягу и дутье.

Из изложенного следует, что оптимальные значения связанных величин t_{yx} , $t_{n.в}$, Δt_m^{8k} , Δt_m^{6n} определяются как постоянными расходами (стоимость топлива для производства электроэнергии с учетом расхода электроэнергии на тягу и дутье), так и единовременными вложениями (стоимость металла поверхностей нагрева). При изменении соотношения цен на топливо и металл оптимальные значения этих величин, в том числе и $t_{n.в}$, будут другими.

При принятом значении температуры питательной воды технико-экономические расчеты, выполненные во ВТИ, показали, что экономически целесообразными перепадами температур являются $\Delta t_m^{8k} = 40^\circ\text{C}$ и $\Delta t_m^{6n} = 25 \div 30^\circ\text{C}$.^{*} Меньшее значение величин Δt_m^{6n} по сравнению с Δt_m^{8k} объясняется более низкой стоимостью воздухоподогревателя на единицу переданного тепла.

Результаты расчета температуры уходящих газов по уравнению (21-9) представлены в табл. 21-3. При этом было принято: $\Delta t_m^{8k} = 40^\circ\text{C}$ и $\Delta t_m^{6n} = 30^\circ\text{C}$ при отношении водяных эквивалентов воздуха и газа для сухих топлив 0,8, а для влажных 0,7

Таблица 21-3

Температура уходящих газов

Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель, °C (внешний подогрев)	Температура уходящих газов			
	Температура питательной воды 150° C		Температура питательной воды 215° C	
	Сухое топливо	Влажное топливо	Сухое топливо	Влажное топливо
30	86	99	100	118
60	110	120	123	139
80	126	134	139	153

^{*} В расчетах ВТИ стоимость условного топлива была принята 100 руб/т, поверхности экономайзера — 255 руб/м², воздухоподогревателя (трубчатого) — 55 руб/м².

Зависимость изменения температуры уходящих газов от значений $\Delta t_m^{\partial \kappa}$ и $\Delta t_m^{\partial n}$ при $t_{n.s} = 215^\circ \text{C}$ для сухого топлива видна из табл. 21-4.

Таблица 21-4

Температура уходящих газов в зависимости от температурного напора, $^\circ \text{C}$

$t_{x.s}$	$\Delta t_m^{\partial \kappa} = 80$	$\Delta t_m^{\partial \kappa} = 40$	$\Delta t_m^{\partial \kappa} = 20$	$\Delta t_m^{\partial \kappa} = 10$
	$\Delta t_m^{\partial n} = 60$	$\Delta t_m^{\partial n} = 30$	$\Delta t_m^{\partial n} = 15$	$\Delta t_m^{\partial n} = 7$
30	131	100	83	75
60	154	123	107	99
80	171	139	123	115

Используя данные табл. 21-4, можно подсчитать среднелогарифмический напор для воздушного подогревателя при нескольких значениях $\Delta t_m^{\partial n}$. На рис. 21-40 дан график изменения величины среднеарифметического напора в зависимости от t_{yx} , подсчитанный при $t_{x.s} = 30^\circ \text{C}$.

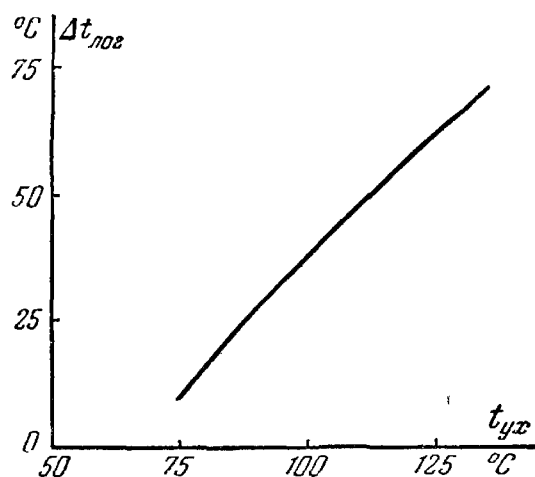


Рис. 21-40. Изменение среднего температурного напора в воздухоподогревателе в зависимости от температуры уходящих газов.

Из рис. 21-40 видно, что снижение температуры уходящих газов на 10°C (со 130 до 120°C) уменьшает температурный напор на 15% , в то время как снижение температуры уходящих газов с 85 до 75°C приводит к уменьшению температурного напора уже в $1,5$ раза и соответствующему увеличению поверхности нагрева первой ступени воздухоподогревателя. Следовательно, для глубокого охлаждения уходящих газов требуется значительная затрата металла.

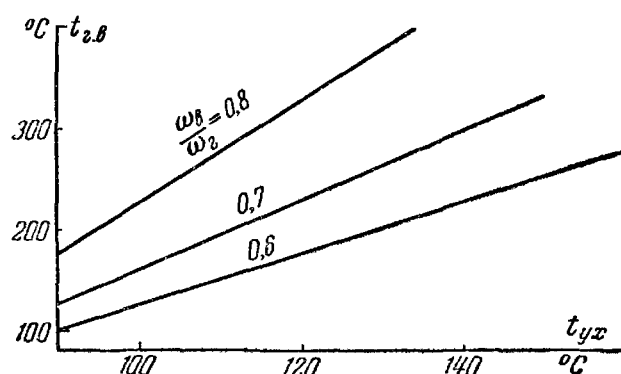


Рис. 21-41. Зависимость максимальной температуры воздуха от температуры уходящих газов при одноступенчатом воздухоподогревателе.

Компоновка хвостовых поверхностей нагрева

Двухступенчатая компоновка хвостовых поверхностей нагрева появилась в связи с невозможностью получить высокий подогрев воздуха в одной ступени воздухоподогревателя. Это объясняется сближением температурных кривых газа и воздуха по мере его нагревания. Максимально достижимая величина подогрева воздуха в одноступенчатом воздухоподогревателе может быть получена из уравнений (21-5) и (21-8):

$$t_{2.s} = (t_{yx} - \Delta t_m^{\partial n}) \frac{1}{\left(1 - \frac{\omega_8}{\omega_2}\right)} - t_{x.s} \frac{\frac{\omega_8}{\omega_2}}{1 - \frac{\omega_8}{\omega_2}} \quad (21-10)$$

Как видно из уравнения (21-10), максимально возможный подогрев воздуха является линейной функцией температур уходящих газов, холодного воздуха и температурного напора на горячем конце воздухоподогревателя. По мере снижения температуры уходящих газов и роста температуры на входе в воздухоподогреватель, а также с уменьшением отношения водяных эквивалентов воздуха и газа достижимая температура подогрева воздуха падает. В качестве примера на рис. 21-42 показана зависимость температуры горячего воздуха от температуры уходящих газов при трех величинах отношения водяных эквивалентов. В этом расчете принято, что $t_{x.s} = 30^\circ \text{C}$ и $\Delta t_m^{\partial n} = 30^\circ \text{C}$. Из рис. 21-42 становится ясно, почему в большинстве случаев высокий подогрев воздуха может быть получен только в двухступенчатом воздухоподогревателе.

При проектировании низкотемпературных поверхностей нагрева общий подогрев воды

в обеих ступенях экономайзера, так же как и общий подогрев воздуха, являются известными из компоновки котла. Поэтому задача заключается в распределении тепловосприятия по ступеням экономайзера и воздухоподогревателя.

Температура воздуха на выходе из первой ступени определяет соотношение температурных перепадов на горячем конце воздухоподогревателя и начальной части экономайзера, а стало быть, и стоимостью указанных поверхностей нагрева. Например, чем выше подогрев воздух в первой ступени, тем выше будет температура газа перед ней, а следовательно, тем меньше будет температурный напор в воздухоподогревателе и больше в экономайзере. В этом случае стоимость воздухоподогревателя увеличивается, а экономайзера — снижается. Надо найти такое отношение температурных перепадов, которое отвечает минимальной стоимости этих поверхностей нагрева.

Экономайзер по сравнению с воздухоподогревателем выполняется из труб с большей толщиной стенки и более качественного металла. Стоимость материала, изготовления и монтажа, отнесенная к единице поверхности нагрева ($P_{э\kappa}$ руб/м²), у экономайзера выше, чем у воздушного подогревателя ($P_{эп}$ руб/м²). Наивыгоднейшее отношение температурных напоров экономайзера и воздухоподогревателя отвечает одинаковой стоимости приращения поверхности нагрева, отнесенной к одной и той же величине тепловосприятия (C руб/ккал·ч). Следовательно, это условие отвечает равенству $C_{э\kappa} = C_{эп}$, или

$$\frac{P_{э\kappa} H_{э\kappa}}{\Delta Q} = \frac{P_{э\kappa}}{k_{э\kappa} \Delta t_m^{э\kappa}} = \frac{P_{эп}}{k_{эп} \Delta t_m^{эп}}. \quad (21-11)$$

После преобразования получим:

$$\frac{\Delta t_m^{э\kappa}}{\Delta t_m^{эп}} = \frac{P_{э\kappa} k_{эп}}{P_{эп} k_{э\kappa}}. \quad (21-12)$$

Зная стоимость единицы поверхности нагрева экономайзера и воздухоподогревателя и оптимальные значения коэффициентов теплопередачи, из уравнения (21-12) можно получить отношение температурных перепадов.

Так, при стоимости экономайзерной поверхности 255 руб/м² (при рабочем давлении 100 ат), воздухоподогревательной — 55 руб/м² и коэффициентах теплопередачи, соответ-

ственно равных 50 и 18 ккал/м²·ч·град, из уравнения (21-12) получим:

$$\frac{\Delta t_m^{э\kappa}}{\Delta t_m^{эп}} = \frac{255 \cdot 45}{55 \cdot 16} = 1,3. \quad (21-13)$$

При других значениях коэффициентов теплопередачи это отношение находится в пределах 1,3—1,5.

При экономически целесообразной величине минимального перепада температур в экономайзере, равной $\Delta t_m^{э\kappa} = 40^\circ \text{C}$, для воздухоподогревателя из соотношения (21-13) минимальный перепад температур будет равен $\Delta t_m^{эп} = 25 \div 30^\circ \text{C}$.

Тогда оптимальная температура горячего воздуха за первой ступенью воздухоподогревателя может быть получена из уравнений (21-5) и (21-8):

$$t_{2\text{с}} = t_{n\text{с}} + \Delta t_m^{э\kappa} - \Delta t_m^{эп}. \quad (21-14)$$

Если в уравнение (21-14) подставить значения минимальных температурных перепадов, полученных выше, то получим:

$$t_{2\text{с}} = t_{n\text{с}} + (10 \div 15)^\circ \text{C}. \quad (21-15)$$

Этой рекомендацией часто пользуются при разбивке теплорепепада между ступенями воздухоподогревателя.

Естественно, что при других ценах на поверхности нагрева цифровые значения связи температуры горячего воздуха и питательной воды будут другими. Учет расхода электроэнергии на тягу и дутье приближает наивыгоднейшее отношение температурных напоров к единице.

Распределение тепла между ступенями экономайзера обычно проводится по условию обеспечения надежности работы воздушного подогревателя. Считается нежелательным превышение температуры газов перед второй ступенью воздухоподогревателя выше 530—550°С из условия прочности трубной доски. Если это условие соблюдается в широком диапазоне изменений тепловосприятия первой и второй ступеней экономайзера, то распределение теплоприращения между ними проводится по условию минимальной стоимости экономайзера и горячей части воздухоподогревателя.

Выбор наивыгоднейшей скорости газов в конвективных поверхностях нагрева

Наивыгоднейшей скоростью является такая, при которой получают наименьшие

расходы на сооружение и эксплуатацию данной поверхности нагрева. С повышением скорости газов увеличивается коэффициент теплопередачи, поэтому размер и стоимость поверхности снижаются. С другой стороны, растут расходы электроэнергии на преодоление гидравлических сопротивлений, которые с повышением скорости возрастают. При сжигании твердого топлива к тому же с увеличением скорости газов увеличивается износ.

Влияние износа на определение наивыгоднейшей скорости может учитываться двояко. В методике ЭНИН учитывают износ металла как фактор, увеличивающий стоимость поверхности нагрева. В методике ВТИ наивыгоднейшую скорость рассчитывают без учета износа. Затем значения полученной скорости сопоставляются с предельным значением по износу, определяемому способом, изложенным в гл. 11. Из подсчитанных двух значений скорости выбирают наименьшее. В дальнейшем излагается методика ВТИ.

Определение наивыгоднейшей скорости в змеевиковых поверхностях нагрева. Принципиальные положения при выборе скорости газов для всех конвективных поверхностей нагрева (экономайзер, пароперегреватель, переходная зона) одинаковы. Во всех этих случаях коэффициент внутренней теплоотдачи достаточно велик и практически не влияет на коэффициент теплопередачи.

Поэтому стоимость змеевиковых поверхностей нагрева определяется при заданном температурном напоре коэффициентом теплоотдачи от газов к стенке, зависящим от скорости газов. Расходы на обслуживание и амортизационные расходы пропорциональны капитальным затратам и, следовательно, также зависят от скорости газов. Другая составляющая эксплуатационных расходов — расход электроэнергии на тягу — непосредственно определяется скоростью газов.

Понятно, что с увеличением скорости газов капитальные затраты K руб. снижаются, а эксплуатационные расходы $\mathcal{E}$ руб/год растут; при снижении скорости газов имеет место обратная зависимость.

Конкретный вид функциональной связи

$$K = f_1(w) \text{ и } \mathcal{E} = f_2(w) \quad (21-16)$$

определяется уравнениями теплопередачи, аэродинамических сопротивлений, профилем поверхности нагрева, соотношением цен на топливо и металл и пр.

Наивыгоднейшая скорость обычно определяется методом окупаемости дополнительных затрат. Наивыгоднейшей скоростью считают такую, при которой дополнительные капитальные вложения окупаются за данное рациональное время, называемое сроком окупаемости, θ лет. При снижении скорости газов возрастают капитальные затраты, но зато уменьшаются эксплуатационные расходы.

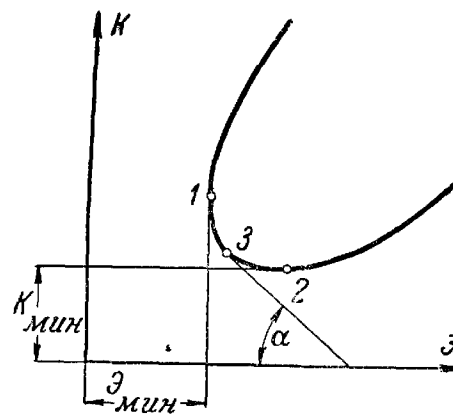


Рис. 21-42. К определению наивыгоднейшей скорости в трубчатых поверхностях нагрева.

За срок окупаемости экономия от эксплуатационных расходов должна равняться дополнительному капитальному вложению. На основе сказанного, можно записать:

$$dK = -\theta d\mathcal{E}. \quad (21-17)$$

Знак минус характеризует, что приросту капитальных затрат отвечает уменьшение эксплуатационных расходов (больше поверхность нагрева, выше K , п. д. котла, ниже расход топлива).

Так как срок окупаемости бывает задан, то надо найти отношение прироста капитальных затрат к приросту эксплуатационных расходов

$$-\frac{dK}{d\mathcal{E}} = \theta.$$

Для нахождения этого отношения строится функциональная зависимость

$$K = f(\mathcal{E}) \quad (21-18)$$

путем совместного решения уравнений (21-16).

Зависимость, построенная по уравнению (21-18), обычно имеет вид, представленный на рис. 21-42. Точке 1 отвечает скорость с минимальными эксплуатационными расходами, точке 2 — скорость с минимальными капитальными затратами. Касательная, проведен-

ная под углом $\alpha = \arctg \theta$, определяет точку наивыгоднейшей скорости при заданном сроке окупаемости.

Таким образом, наивыгоднейшая скорость газов зависит от стоимости поверхности нагрева, стоимости электроэнергии, куда входит в качестве основной составляющей стоимость топлива, формы поверхности нагрева, что определяет конкретные формулы теплопередач и аэродинамических сопротивлений, к. п. д. дымососа, числа часов работы установки, срока окупаемости.

В табл. 21-5 приведены наивыгоднейшие и предельные по золотому износу скорости газов по данным расчета ВТИ.

Таблица 21-5
Оптимальная скорость газов в конвективных поверхностях нагрева

Конвективные поверхности	Скорости				
	Наивыгоднейшие	Предельные по условию золотого износа при A^n			
		до 5	6—7	9—10	30
Экономайзеры и переходные зоны прямоточных котлов	8—11	13	10	9	7
Пароперегреватель	10—14 15—20	14	12	11	8

В табл. 21-5 предельные значения скорости газа даны при работе котла с гранулированным шлакоудалением. В топках с максимальным улавливанием золы эти значения скоростей увеличиваются.

Наивыгоднейшая скорость газа и воздуха в воздухоподогревателе. В воздухоподогревателях значения коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха и газов примерно одинаковы. Поэтому поверхность нагрева и мощность тяго-дутьевой установки зависят от величины и отношения скоростей газов и воздуха.

Наивыгоднейшее отношение скоростей определяется путем построения зависимости удельной поверхности нагрева от удельной мощности тяго-дутьевых устройств $\frac{H}{Q} = f\left(\frac{N}{Q}\right)$ для некоторого значения скорости газа при различных соотношениях скоростей газа и воздуха (рис. 21-43). Огибающая семейства

кривых отвечает экономически наивыгоднейшему отношению скоростей газа и воздуха для данной скорости газа. Путем построения этих зависимостей для других значений скорости газа находится влияние абсолютно значения скорости газов на это отношение.

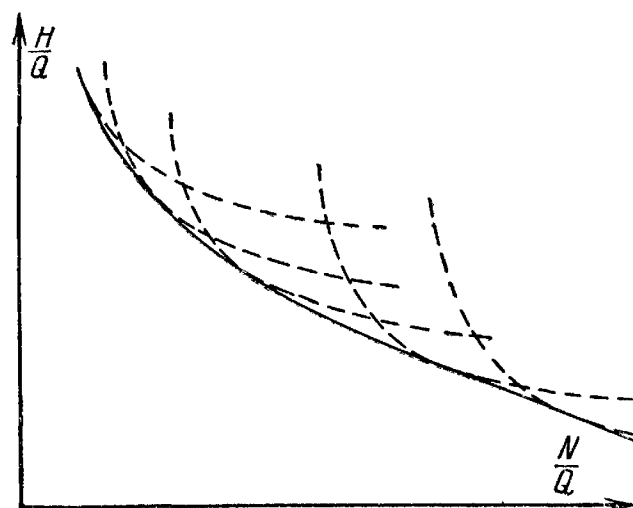


Рис. 21-43. К определению наивыгоднейшей скорости газа в воздухоподогревателе.

Выполненные расчеты показали, что наивыгоднейшее отношение скоростей практически не зависит от скорости газов и определяется типом воздухоподогревателя (табл. 21-6).

Таблица 21-6
Наивыгоднейшее отношение скоростей воздуха и газов

№ п/п.	Тип воздухоподогревателя	Наивыгоднейшее отношение скоростей
1	Чугунный ребристый	1,1
2	Чугунный ребристо-зубчатый	0,7
3	Пластинчатый	0,95
4	Трубчатый	0,4—0,55

Наивыгоднейшие скорости газов (при известном отношении скоростей газов и воздуха) находятся аналогично методике, используемой для подсчета наивыгоднейшей скорости газа в поверхностях нагрева, находящихся под давлением. При сроке окупаемости капитальных затрат 6 лет наивыгоднейшие скорости газа в воздухоподогревателях находятся в пределах 10—14 м/сек (для трубчатых и чугунных).

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ВТОРАЯ

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

22-1. КАРКАС КОТЛА

Каркасом называется пространственная металлическая конструкция, предназначенная для поддержания трубной системы и других деталей котла. Каркас находится снаружи обмуровки и позволяет трубной системе свободно расширяться. Из рис. 22-1, на котором представлен внешний вид котла Барнаульского завода, видны основные несущие элементы каркаса.

Основные элементы каркаса выносятся из зоны обогрева за обмуровку, что обеспечивает одинаковую, притом низкую температуру их и, следовательно, сравнительно небольшое и равномерное удлинение деталей каркаса. Последнее особенно важно, так как неравномерное удлинение отдельных элементов жесткой строительной конструкции может привести к значительным температурным напряжениям. Наряду с этим при низкой температуре также облегчаются условия работы металла.

Конструктивно каркас может быть выполнен не связанным с металлическими или железобетонными конструкциями здания. В этом случае каркас котла имеет независимый опорный фундамент, на который передается вся нагрузка котла (рис. 22-2). Этот тип каркаса получил преимущественное распространение в отечественной практике. Обособленность конструкции каркаса не исключает частичного использования его для поддержания строительных конструкций, например крыши, что применяется в полуоткрытых котельных, расположенных в районах с высокой среднегодовой температурой. Основные детали каркаса могут также использоваться для поддержания отдельных элементов здания и в закрытых котельных.

В некоторых конструкциях котлов вся трубная система подвешивается к перекрытиям здания и свободно расширяется вниз. В этом случае каркас котла не является несущим, а представляет собой систему обвязочных балок, предназначенных для создания жесткости (рис. 19-24). Конвективные поверхности нагрева также подвешиваются, и лишь частично опираются на специальный каркас конвективной части котла. Подобные конструкции часто применяются в американских котлах большой мощности.

Каркасы первого типа (независимые от

конструкций здания) представляют собой жесткую рамную конструкцию, состоящую из небольшого числа мощных стоек (колонн), обычно располагаемых по углам топочной камеры и конвективного газохода (рис. 22-2). На эти колонны передается вся нагрузка от поверхностей нагрева и других деталей котельного агрегата. Колонны по высоте обвязаны поперечными балками или фермами, придающими конструкции жесткость. Вверху колонны также связаны балками или фермами, которые воспринимают нагрузку от барабана котла, экранных труб и других поверхностей нагрева.

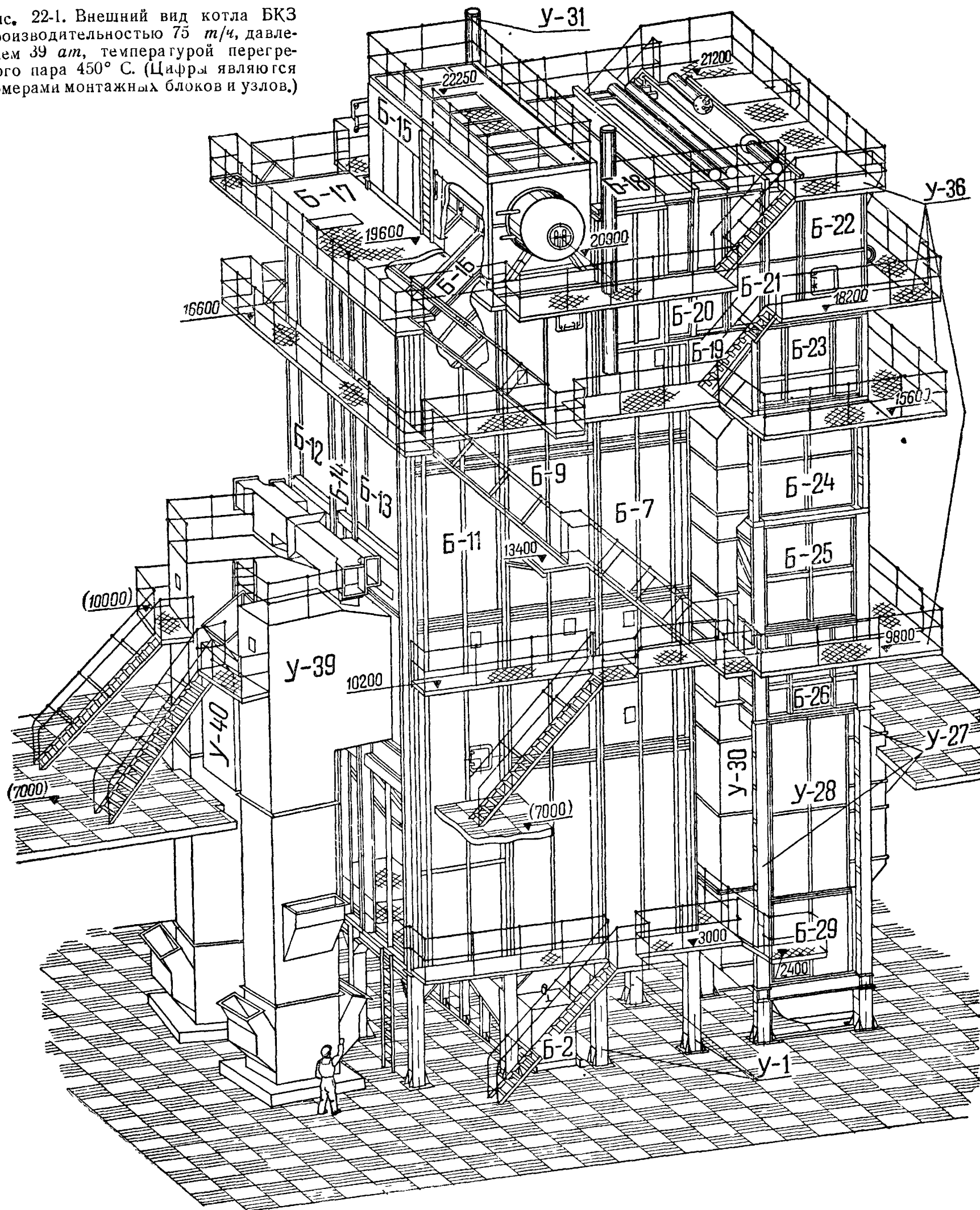
Поперечные балки предотвращают продольный изгиб колонн, нагруженных как сосредоточенной нагрузкой от веса деталей котла, так и равномерно распределенной нагрузкой от перепада давлений между топочной камерой и атмосферой (в конструкциях обмуровки, связанной с каркасом). В котлах с наддувом этот перепад может достигать $200\text{—}300 \text{ кг/м}^2$, что создает на стенки топки боковую распределенную нагрузку в несколько сотен тонн. Поэтому каркас котла выполняется из жестко перевязанных основных колонн и балок и ряда поперечных и продольных связей, передающих нагрузку основным деталям каркаса.

В мощных котлах расстояние между углами топочной камеры сильно возрастает и нередко достигает для фронтальной стенки 25 м. При таких пролетах для снижения сечения основных балок устанавливают дополнительные колонны, располагаемые между углами.

Каркас прямоточных котлов, кроме основных колонн, имеет стойки сравнительно небольшого сечения (рис. 22-3). К этим стойкам крепятся горизонтальные трубы радиационной части. Так как на каждой стенке располагаются три вертикальные линии осей опор (см. рис. 19-34), то в дополнение к угловым стойкам требуется 12 промежуточных стоек, к которым крепятся опорные конструкции. Колонны-стойки выполняются меньшего сечения; они слабее сопротивляются продольному изгибу, а потому для увеличения жесткости часто выполняют усиленные поперечные связи в виде горизонтальных ферм.

В старых конструкциях котлов железобе-

Рис. 22-1. Внешний вид котла БКЗ
производительностью 75 т/ч, давлени-
ем 39 ат, температурой перегре-
того пара 450° С. (Цифры являются
номера монтажных блоков и узлов.)



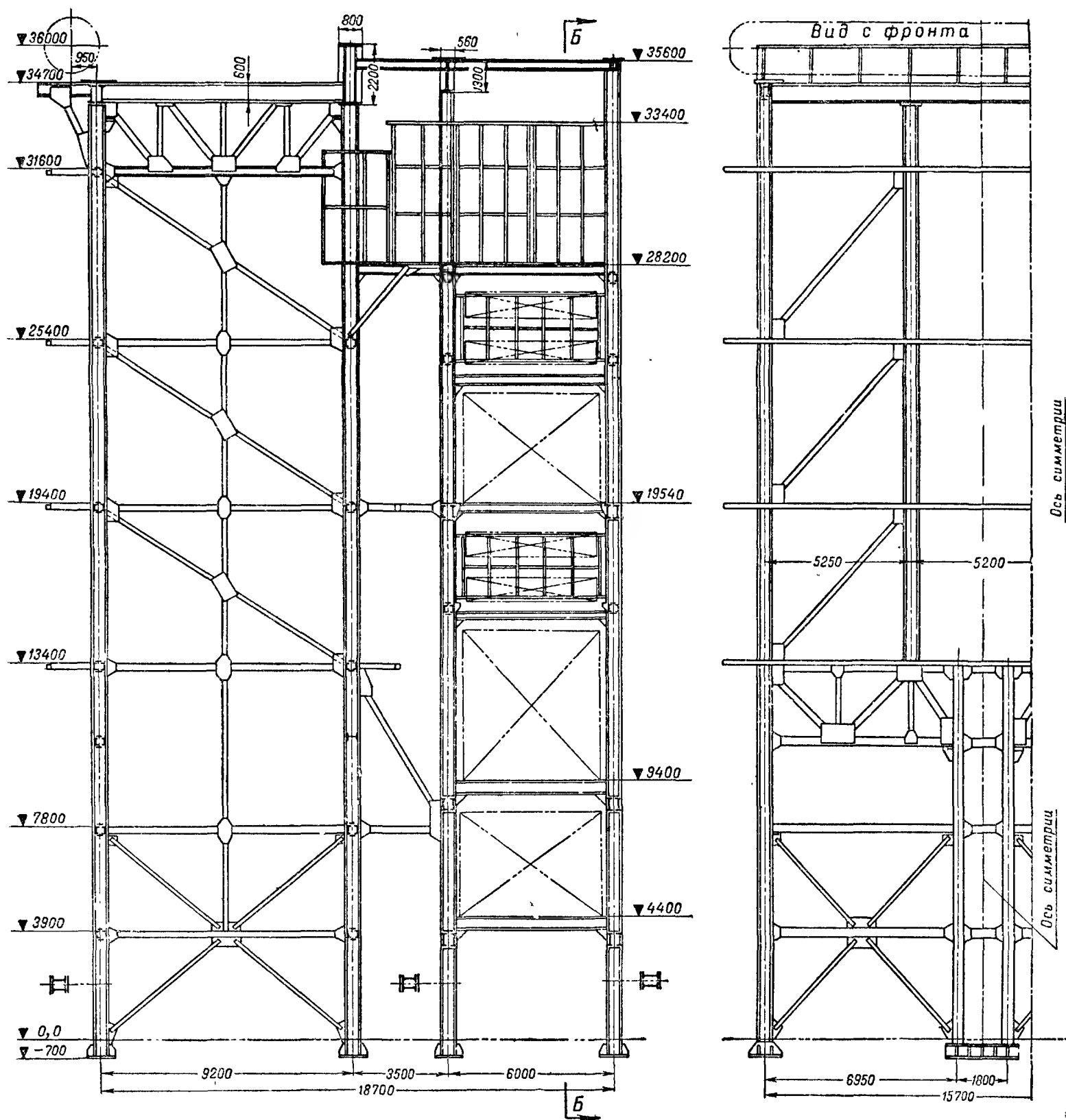


Рис. 22-2. Каркас котла ТП-81.

тонный фундамент поднимался до отметки обслуживания (около 8 м от пола зольного помещения). В современных конструкциях металлический каркас идет до пола зольного помещения, где он опирается на фундамент, лежащий в грунте. Это упрощает и ускоряет монтаж, так как снижается время, необходимое для выполнения бетонных работ.

Каркас котла изготавливают из сортового проката (двутавр, швеллер, уголки). Колонны каркаса обычно выполняют составными из

двутавров или швеллеров большого сечения, соединенных приваренными накладками из листа, а для мощных котлов их делают в виде вертикальных решетчатых ферм, сваренных из стандартного проката и листа.

Нижняя часть колонн оканчивается плитой, которая закрепляется на фундаменте опорными болтами. Размер опорной плиты выбирается из условия допустимого напряжения сжатия материала фундамента.

Балки большей частью изготавливаются

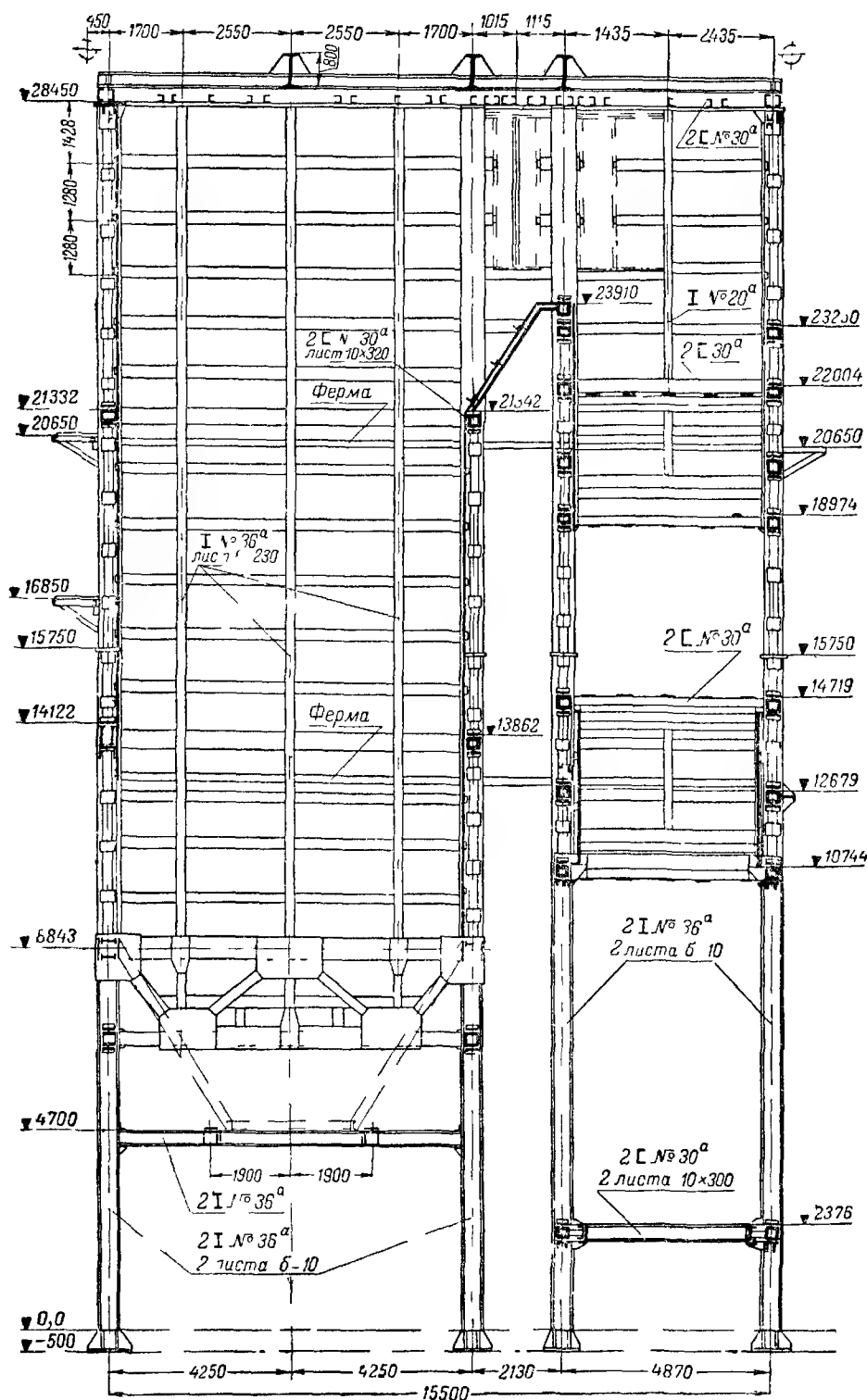


Рис. 22-3. Каркас прямоточного котла 67СП.

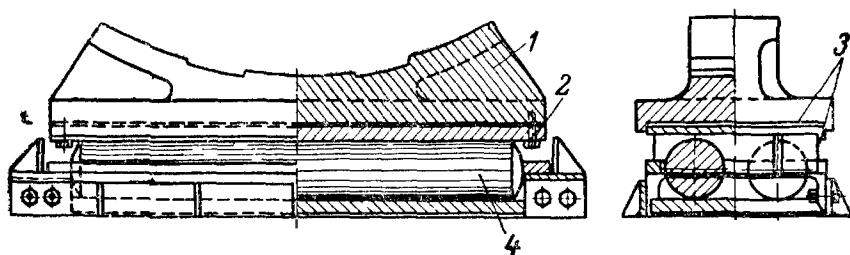


Рис. 22-4. Роликовая опора барабана.

1 — чугунная подушка; 2 — стальная плита; 3 — прокладка; 4 — ролик.

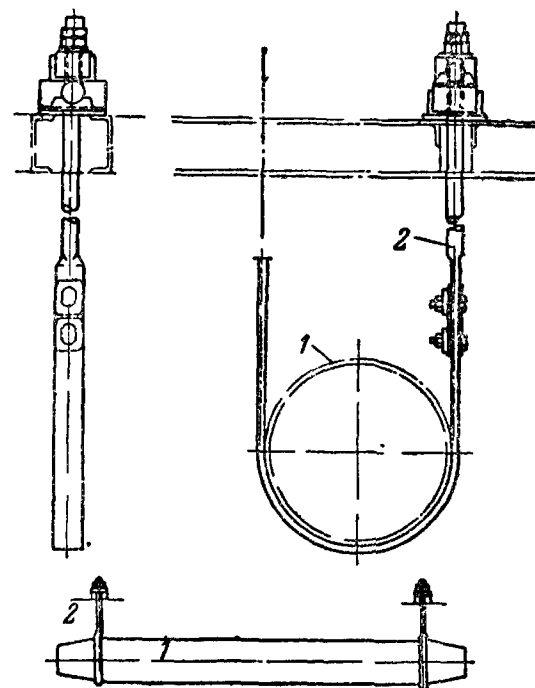


Рис. 22-5. Подвеска барабана.

1 — барабан, 2 — шарнирная опора.

тальные фермы, воспринимающие нагрузку от основных деталей котла.

Сечение и профиль основных элементов каркаса выбираются на основе расчетов на прочность, разработанных для строительных рамных конструкций.

Барабаны, коллекторы и трубная система котла крепятся к балкам, а последние передают нагрузку на колонны каркаса.

Наиболее сложным является крепление барабана котла ввиду его больших веса и длины. Применяют крепление двух типов: свободная опора на роликах и подвеска барабана на шарнирных тягах (рис. 22-4 и 22-5)

В опорной конструкции барабан котла покоится на подушках, а те в свою очередь опираются на ролики (рис. 22-4). В некоторых конструкциях устанавливаются две группы роликов, оси которых расположены во взаимно-перпендикулярных плоскостях. Ролики с разными направлениями осей разделены промежуточной плитой. Нижняя часть опоры жестко соединяется с каркасом котла. Благодаря роликам барабан может перемещаться как в продольном, так и в поперечном направлениях. Необходимость свободы перемещения в поперечном направлении вытекает из связи барабана через трубную систему с другими барабанами или коллекторами

из сортового проката. При больших пролетах и нагрузках их выполняют с нестандартным профилем из толстых сваренных листов. В мощных котлах часто применяют горизон-

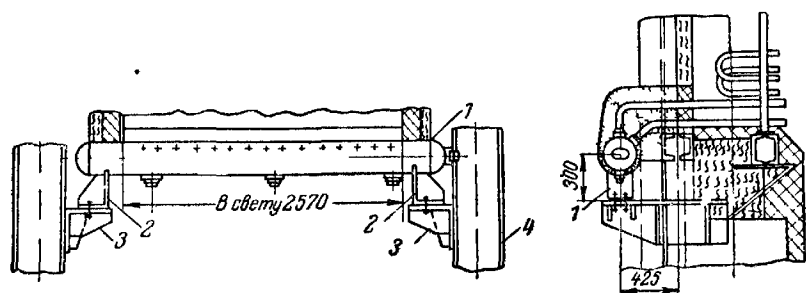


Рис. 22-6. Крепление коллекторов конвективных поверхностей нагрева.

1 — коллектор; 2 — опора; 3 — кронштейн; 4 — каркас.

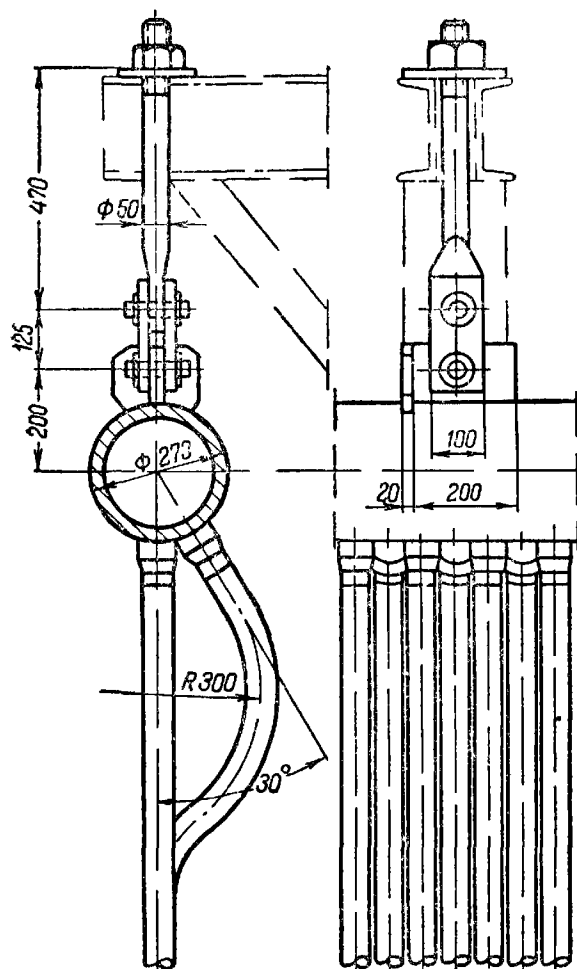


Рис. 22-7. Подвеска коллекторов к каркасу котла.

котла. Шарнирная подвеска барабана, как это видно из рис. 22-5, также допускает перемещение барабана в двух направлениях.

Коллекторы конвективных поверхностей нагрева обычно опираются на каркас котла через плиту, приваренную к телу коллектора (рис. 22-6). По длине коллектора устанавливаются две плиты, одна из которых жестко скрепляется с каркасом и является неподвижной, а другая свободно опирается на каркас, что позволяет коллектору перемещаться при термическом расширении.

Распространенным является крепление коллекторов к каркасу котла на специальных

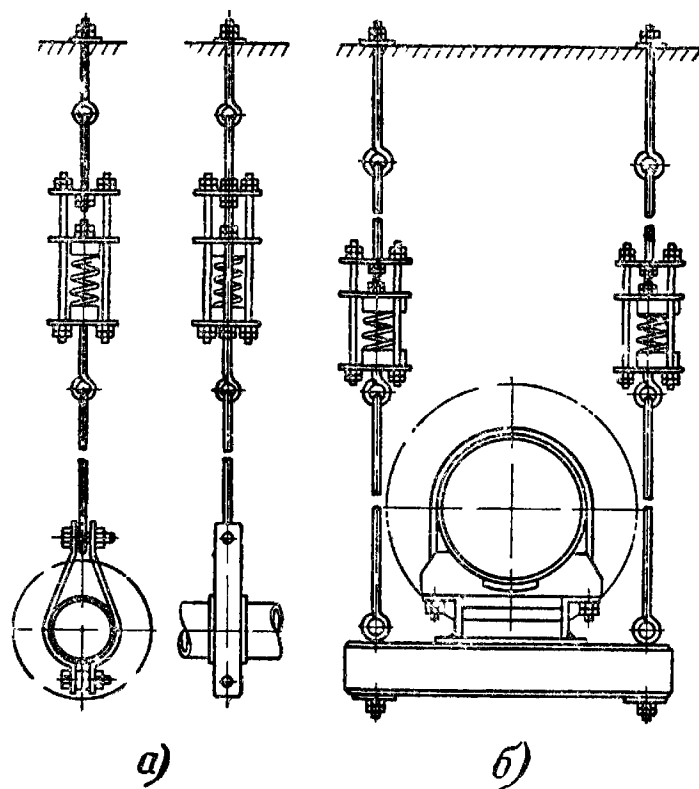
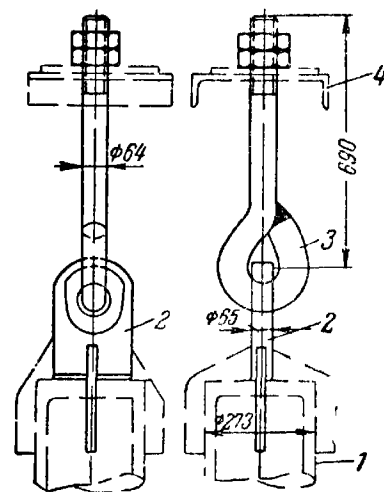


Рис. 22-8. Пружинная опора трубопровода.

а — на одной тяге, б — на двух тягах.

Рис. 22-9. Неподвижная подвеска питающего стояка.

1 — труба; 2 — серьга; 3 — крюк, 4 — балка каркаса.



подвесках (рис. 22-7). Такое крепление также допускает свободу термического расширения коллектора.

Трубопроводы в пределах котла обычно крепятся к каркасу или конструкции здания. Крепление трубопроводов выполняется двух типов: подвижное и неподвижное.

Подвижное крепление выполняется в виде шарнирной тяги или пружинной опоры (рис. 22-8). Вес трубы передается на пружину через специальную тягу; в этих опорах пружина всегда работает на сжатие. Пружинная опора позволяет перемещаться трубопроводу во всех направлениях. В неподвижной опоре трубопровод через промежуточное тело крепится к каркасу котла (рис. 22-9).

Лестницы и площадки устанавливаются в местах обслуживания люков, гляделок, обдувочных аппаратов и пр. Расстояние между площадками по высоте обычно превышает 2,5 м. Лестницы и площадки привариваются к каркасу котла. Все настилы выполняются из рифленого железа.

22-2. ОБМУРОВКА И ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ

Обмуровка

Топочная камера и все газоходы котла отделяются от окружающей среды слоем обмуровки. Таким образом, обмуровка является теплоизолирующей стенкой между газоходами котла и окружающей средой. Кроме того, обмуровка должна быть плотной, для того чтобы предотвратить подсос воздуха в котел или выбивание газов из котла в зависимости от того, работают ли газоходы под разрежением или давлением.

По условиям эксплуатации температура наружной поверхности обмуровки не должна превышать 50° С. Лишь в некоторых местах допускается повышение температуры обмуровки до 70° С.

Конструкция обмуровки зависит от температуры ее внутренней поверхности и химического воздействия шлака топлива. С появлением экранов условия работы обмуровки сильно облегчились. Конструкция обмуровки стала зависеть от степени экранирования топочной камеры.

По своей конструкции обмуровка паровых котлов разделяется на три основных типа: тяжелая, облегченная и натрубная. При этом в пределах каждого типа имеется большое количество конструктивных решений.

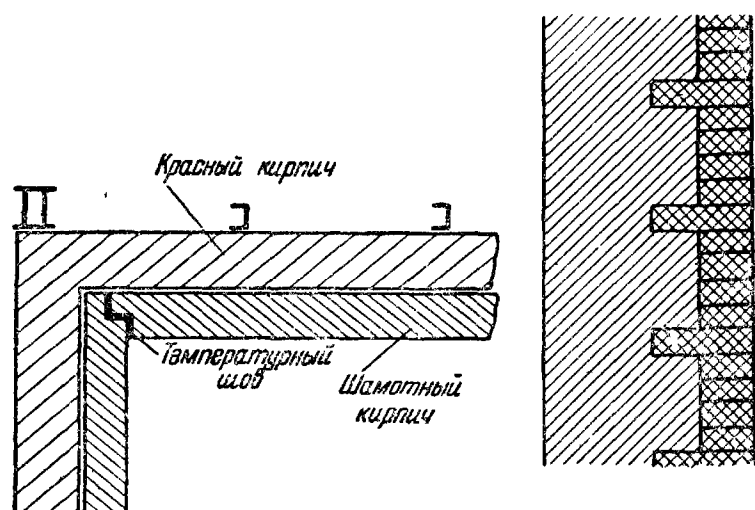


Рис. 22-10. Обмуровка тяжелого типа для неэкранированных стен топочной камеры.

Тяжелая обмуровка применяется в неэкранированных или слабо экранированных котлах малой мощности. В этом случае температура внутренней поверхности обмуровки может достигать 1 200—1 300° С, а вблизи ядра факела — и выше. Таким образом, в обмуровке этого типа температура должна быть снижена с 1 200—1 300 до 50—70° С. Тяжелая обмуровка стен состоит из нескольких рядов стандартных кирпичей (рис. 22-10). Стандартный кирпич представляет собой прямоугольный параллелепипед с размерами 250×125×65 мм.

В области высоких температур применяют огнеупорный шамотный кирпич. Этот материал хорошо сопротивляется действию высокой температуры, но является плохим теплоизолятором и дорог. Поэтому второй слой выполняют из другого материала, более дешевого, хотя и обладающего меньшей огнестойкостью. В обмуровке тяжелого типа в качестве второго слоя применяют красный кирпич, который прочен, но также является сравнительно хорошим проводником тепла. Поэтому обмуровка получается толстой. Такая обмуровка выкладывается в 3—4 кирпича и имеет толщину 750—1 000 мм. Первый шамотный слой выполняется в один кирпич, а второй слой кладется в 2—3 кирпича. В кладке кирпичи перевязаны аналогично строительным конструкциям зданий. Для того чтобы первый слой не отходил от второго, шамотный и красный кирпичи связывают при помощи фасонных кирпичей или чугунных натяжных крюков.

Для обеспечения свободы термических расширений по углам на всю высоту обмуровки оставляют вертикальные температурные швы, которые для создания плотности забивают асбестом.

Обмуровка тяжелого типа обычно выполняется независимой от каркаса и трубной системы котла. В этом случае она свободно опирается на фундамент котла. Для повышения устойчивости и прочности обмуровки ее иногда разбивают на два-три пояса, причем нижний опирается на фундамент, а верхние — на каркас котла. Трудные условия работы обмуровки в неэкранированных топках, особенно камерных, делают ее недолговечной, несмотря на массивность.

В современных конструкциях котлов топочная камера экранирована с шагом до полутора диаметров, поэтому температура на внутренней поверхности обмуровки не превышает 500—600° С, даже в области ядра фа-

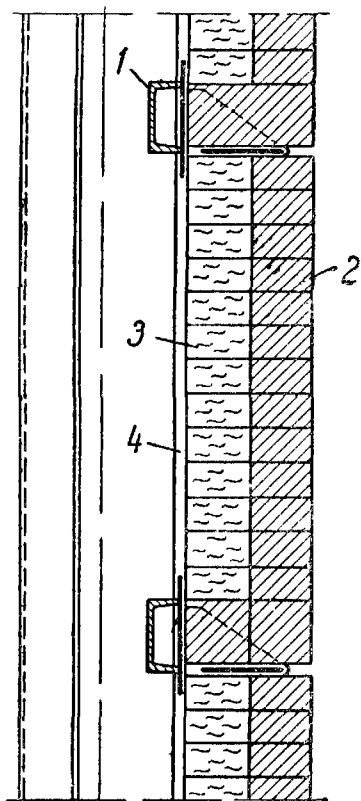


Рис. 22-11. Облегченная кирпичная обмуровка прямого котла.

1 — ригель с кронштейном; 2 — красный кирпич; 3 — диатомитовый кирпич; 4 — обшивка.

кела. Это позволяет упростить обмуровку, сделать ее тоньше и легче.

Одним из типов такой обмуровки является облегченная обмуровка разгруженного типа (рис. 22-11). Вся обмуровка разбивается на ряд поясов высотой 1 000—1 500 мм. Каждый пояс обмуровки опирается на каркас через промежуточные кронштейны и балки. Таким образом, вся обмуровка держится на каркасе котла. Общая толщина облегченной обмуровки — один кирпич (250 мм). Сторона, примыкающая к трубам, выполняется в половину красного кирпича, а наружная сторона — в половину диатомитового кирпича, являющегося хоро-

шим тепловым изолятором. При такой конструкции малая прочность диатомитового кирпича не является препятствием для его применения. Плотность такого рода обмуровки достигается применением обшивки всей наружной поверхности котла железным листом толщиной 2—3 мм. Железный лист обычно приваривается к специальной решетке из углового железа, сваренного с каркасом. Между обшивкой и диатомитовым кирпичом оставляется воздушный зазор 5—10 мм или укладываются теплоизоляционные плиты.

Другим типом облегченной обмуровки

является плитчатая конструкция, которая состоит из теплоизолирующих плит толщиной 100—150 мм, обрамленных металлической конструкцией из уголка. К каркасу котла детали такой обмуровки прикрепляются на болтах. Подобная обмуровка применяется при тесном расположении экранных труб. Вес этой обмуровки меньше и она позволяет вести блочный монтаж. В этом типе обмуровки сравнительно трудно достигается плотность в местах соединения рамки плит с каркасом котла.

Основные свойства материалов, применяемых в описанных конструкциях обмуровки, приведены в табл. 22-1.

Дальнейшим развитием конструкции облегченной обмуровки является натрубная обмуровка. Она состоит из нескольких слоев теплоизолирующей массы, нанесенной на трубы. Теплоизолирующая масса удерживается с помощью металлических сеток и волнистой проволоки, связанной с трубами через приварные стержни. Некоторые типы натрубной обмуровки представлены на рис. 22-12 и 22-13. К трубам на определенном расстоянии друг от друга привариваются прутки из углеродистой стали $\varnothing 10$ —12 мм, к которым крепятся волнистая проволока и сетки. Теплоизолирующую массу наносят последовательно слоями. Вначале хромитовой массой заполняется промежуток между трубами. Это образует первый слой толщиной около 40 мм, так что внутри него оказывается волнистая проволока. Затем натягивается сетка из проволоки 3 мм с величиной ячейки 20 мм и далее наносится второй теплоизолирующий слой толщиной около 50 мм. Этот слой выполнен из легковесного бетона. Далее, укладываются совелитовые плиты и укрепляется сетка. Толщина третьего слоя — около 50 мм. Снаружи на сетке наносится газонепроницаемая обмазка, создающая хорошую плотность

Таблица 22-1

Основные свойства обмуровочного материала

Наименование материала	Сопротивление сжатию при 20° С	Теплопроводность, ккал/м·ч·град	Объемный вес, кг/м³	Предел применимости	Шляковая стойкость
Огнеупорный шамотный кирпич . . .	$\sigma_{сж}^{20} = 100 \text{ кг/см}^2$	0,8—1,1	1 500—1 800	1 300° С	Удовлетворительная
Красный кирпич	$\sigma_{сж}^{1400} = 5$ $\sigma_{сж}^{20} = 100$	0,4—0,5	2 300—2 500	600° С	То же
Диатомитовый кирпич	$\sigma_{сж}^{20} = 20 \div 15$	0,08	400	400° С	Низкая

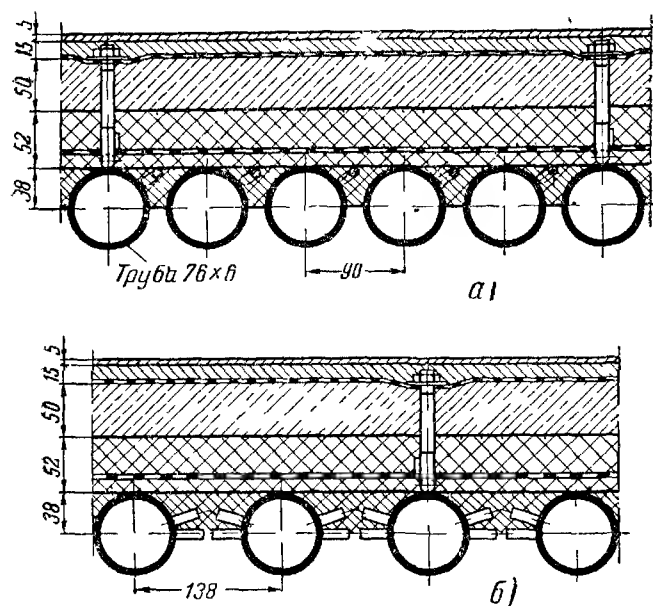


Рис. 22-12. Типы натрубной обмуровки.
а — по сетке; б — к шипам.

Рис. 22-13. Натрубная обмуровка в месте присоединения поясов жесткости к трубам.

1 — хромовая масса; 2 — набивная изоляционная масса; 3 — изоляционные плиты; 4 — уплотняющая штукатурка; 5 — газонепроницаемая обмазка.

газоходов. Эта обмазка состоит из асбеста, глины, гудрона и минерального масла.

В первом типе обмуровки хромитовый слой отсутствует, так как слой из легковесного бетона достаточно стоек.

Слой из хромитовой массы обычно применяется в шиповых экранах, причем эта масса наносится непосредственно на шипы. При наличии шипов надобность в волнистой проволоке отсутствует. Хромитовая обмазка шиповых экранов с внутренней стороны преследует цель создания повышенной температуры в ограниченной части топочной камеры, что часто применяется в топках с жидким шлакоудалением и при сжигании АШ.

Натрубная обмуровка не связана с каркасом. Для создания жесткости по высоте топки трубы охватываются в нескольких местах поясами из проката, которые также не связаны каркасом рис. 22-14. Эти пояса препятствуют разрушению обмуровки при возможном повышении давления в топке. Узел присоединения поясов к трубам показан на рис. 19-22.

При использовании натрубной обмуровки достигаются хорошая теплоизоляция и плотность агрегата. Снижается расход металла и обмуровочного материала, что уменьшает стоимость обмуровки в 2—2,5 раза, а вес в 3 раза по сравнению с облегченной разгру-

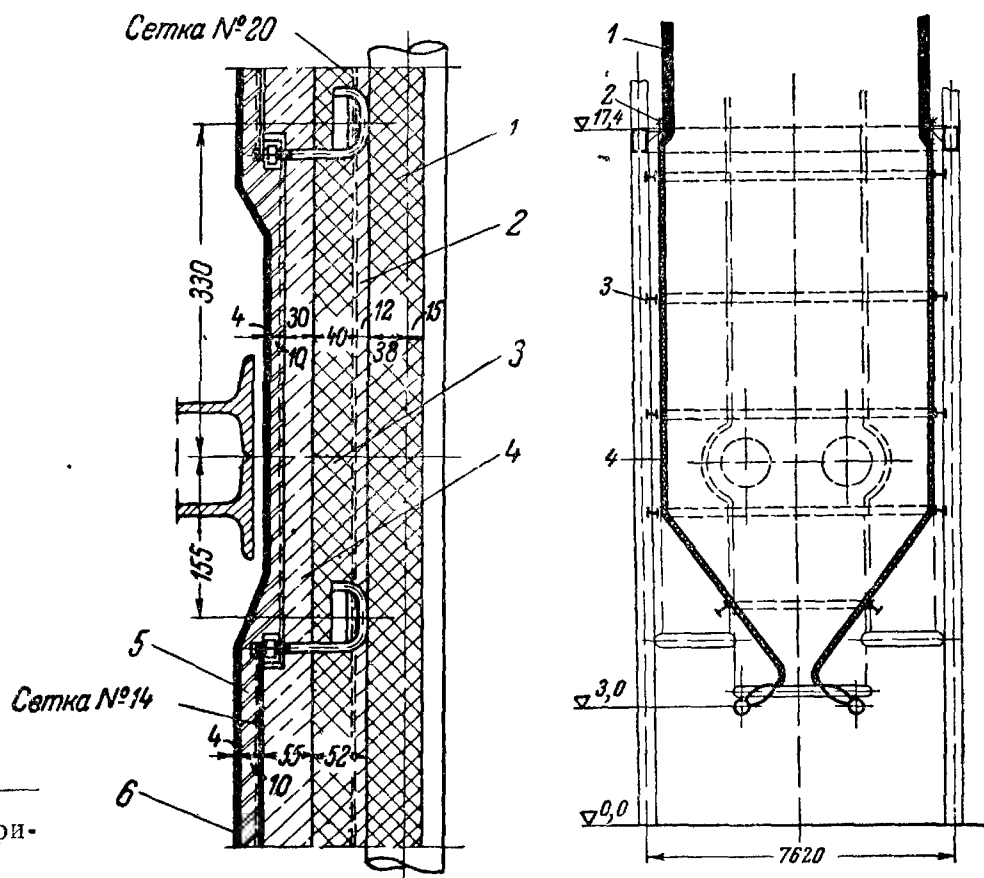


Рис. 22-14. Расположение поясов жесткости.

1 — облегченная обмуровка; 2 — подвеска экранов к каркасу; 3 — пояс жесткости; 4 — натрубная обмуровка.

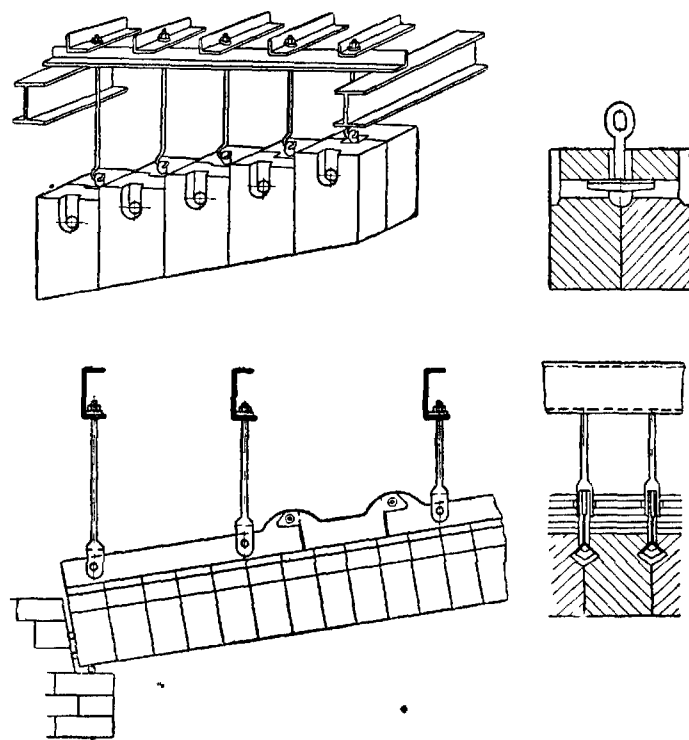


Рис. 22-15. Конструкции подвесных сводов.

женной обмуровкой. Расход металла уменьшается примерно на 70 т для котла паропроизводительностью 230 т/ч, за счет отказа от обмуровочных ригелей и обшивки котла.

В котлах принудительной циркуляции с наддувом для создания плотности трубы

иногда сваривают между собой по длине сплошным швом. Теплоизолирующий материал наносят на трубы с тыльной стороны. Сварка труб между собой допустима, если их температуры мало разнятся. В противном случае появятся термические напряжения, что может привести к разрыву труб. Температура среды в кипяtilьных трубах котлов принудительной циркуляции практически одинакова не только при нормальной работе котла, но и при его растопке.

Конструкция обмуровки потолка топки и конвективного газохода зависит от наличия потолочных экранов. В современных котлах потолок экранирован трубами и обмуровка укладывается непосредственно на них. При этом ее обычно выполняют из плит огнеупорного бетона, который состоит из глиноземистого цемента и боя шамотных кирпичей. Такая обмуровка чрезвычайно проста и надежна в работе. В старых конструкциях котлов потолочные экраны отсутствовали и обмуровка выполнялась подвесной из фасонного кирпича (рис. 22-15).

Тепловая изоляция

Все детали котла, выступающие за обмуровку и имеющие температуру выше 70°C , теплоизолируются специальными материалами. Изоляция горячих поверхностей выполняется с целью снижения тепловых потерь, а главное — улучшения санитарно-гигиенических условий работы. Наряду с этим тепловая изоляция несколько облегчает условия работы массивных деталей (барабаны, коллекторы, паропроводы, арматура и др.), поскольку при наличии изоляции создаются меньшие температурные напряжения в них, особенно при растопке котла.

Теплоизоляционные материалы имеют пористое строение. Вследствие заполнения пор воздухом коэффициент теплопроводности изоляционных материалов всегда меньше, чем исходных веществ, и находится в пределах $\lambda=0,03\div 0,25$ ккал/м·град·ч. С повышением температуры коэффициент теплопроводности возрастает ввиду усиления теплоотдачи конвекцией и лучеиспусканием внутри ячеек, заполненных воздухом.

Теплопроводность изоляционного материала тем меньше, чем больше пористость. При этом наименьшей теплопроводностью обладают материалы, состоящие из небольших замкнутых пор. Волокнистые материалы обладают большей теплопроводностью, осо-

бенно в направлении волокон. Теплопроводность влажного материала всегда больше, чем сухого, так как теплопроводность воды больше, чем воздуха. Чем больше пористость материала, тем он механически менее прочен.

В состав ряда изоляционных материалов входит асбест, волокно которого характеризуется высокой прочностью на разрыв. Пористость асбестового волокна зависит от степени его разделения на тонкие нити. Асбест вводится в состав теплоизоляционного материала с целью увеличения прочности и снижения теплопроводности. С повышением температуры асбест теряет связанную влагу, вследствие чего снижается его прочность. При 600°C влага полностью удаляется и асбест легко истирается в порошок. Из асбеста непосредственно делают шнур, картон и асбестовую ткань, которые используют до 500°C . Теплопроводность этих материалов при $t=0^{\circ}\text{C}$ — около 0,17 ккал/м·град·ч.

Из смеси асбеста и цемента примерно в равных пропорциях выполняют асбоцементные плиты, которые используются для изоляции при температуре до 450°C . Коэффициент теплопроводности асбоцементных плит при $t=50^{\circ}\text{C}$ $\lambda=0,075$ ккал/м·ч·град.

Диатомит — осадочная порода, состоящая в основном из кремнезема. В природном виде имеет мелкопористую структуру. Используется в виде порошка для засыпки изолируемых поверхностей. Диатомит стоек до температур $900\text{—}1\,000^{\circ}\text{C}$. Однако применяется до более низких температур ввиду сравнительно невысоких теплоизолирующих свойств ($\lambda=0,16$ ккал/м·град·ч при $t=50^{\circ}\text{C}$).

Из порошкообразной смеси диатомита с асбестом с небольшой добавкой связующих веществ (известь, цемент и вода) делают теплоизолирующую мастику — асбозурит. Мастика может непосредственно использоваться для изоляции поверхностей нагрева или из нее формуются теплоизоляционные плиты, сегменты и пр. Асбозурит применяется до 450°C , его коэффициент теплопроводности при $t=30^{\circ}\text{C}$ $\lambda=0,14$ ккал/м·ч·град.

Из смеси магнезита с асбестом выполняют эффективный изоляционный материал ньювель. Магнезит (MgCO_3) — осадочная порода, в природе встречается в кристаллической и аморфной формах. При обжиге магнезита вследствие выделения углекислого газа получается пористый порошок — магнезия. Из смеси магнезита (85%) и асбеста (15%) получают теплоизоляционный материал ньювель,

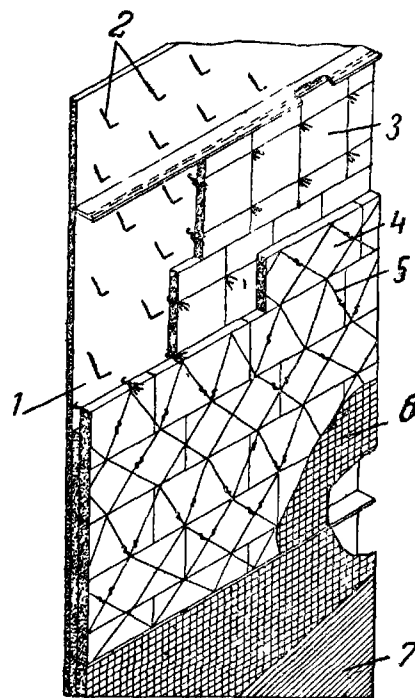


Рис. 22-16. Двухслойная изоляция плитами.

1 — изолируемая поверхность;
2 — штыри; 3 и 4 — плиты первого и второго слоев;
5 — проволоочные стяжки;
6 — проволоочная сетка;
7 — штукатурный слой.

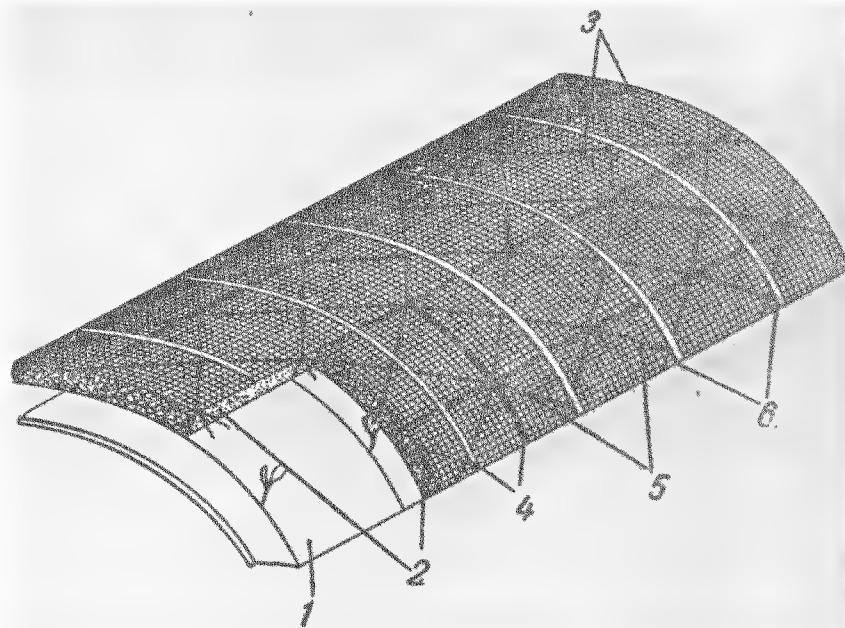


Рис. 22-17. Укладка минераловатных матов.

1 — изолируемая стенка; 2 — маты; 3 — штыри; 4 — сшивка на стыках; 5 — проволоочная стяжка; 6 — проволоочные кольца.

который используется в виде мастики до температуры 350°C . Коэффициент теплопроводности ньювеля $\lambda=0,07 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ при $t=50^{\circ}\text{C}$.

Аналогичным образом изготавливается другой изоляционный материал — совелит, который состоит из смеси обожженного доломита ($\text{MgCO}_3 \cdot \text{CaCO}_3$) с асбестом. Его теплоизолирующие свойства такие же, как и ньювеля, но он более стоек и применяется в виде плит до температуры 500°C .

Ряд теплоизоляционных материалов после формовки проходит обжиг. Наиболее распространенным является диатомитовый пористый кирпич, который изготавливается из диатомита и выгорающих добавок (древесных опилок). При обжиге древесные опилки выгорают, что создает дополнительную пористость изделия. Легковесный огнеупор выполняется путем обжига смеси, состоящей из глины и выгорающих добавок.

Пористость некоторых теплоизоляционных материалов достигается набуханием изделия за счет выделения газов при нагревании. Таким путем изготавливается пеностекло из смеси порошков стекла и угля. Изделия из пеностекла хорошо поддаются механической обработке. Коэффициент теплопроводности при $t=30^{\circ}\text{C}$ в среднем составляет $\lambda=0,12 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

При нагревании вермикулита (сорт слюды) происходит значительное увеличение ее объема (до 20-кратного) вследствие расщепления материала по поверхностям спая при выделении водяных паров. В результате по-

лучается пористый материал зонолит, который используется непосредственно до температуры 1000°C . Коэффициент теплопроводности зонолита $\lambda=0,07 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ при $t=30^{\circ}\text{C}$.

В смеси с асбестом и другими связывающими веществами из обожженного вермикулита делают плиты разных форм, которые применяются до 600°C . Коэффициент теплопроводности $\lambda=0,07 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ при $t=30^{\circ}\text{C}$.

Для теплоизоляции широко применяется минеральная вата, состоящая из тонких беспорядочно расположенных стекловидных волокон, которые получают из расплавленного шлака (шлаковата), стекла или других горных пород. Минеральная вата — очень пористый материал, имеющий низкую теплопроводность ($\lambda=0,04 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ при $t=30^{\circ}\text{C}$). Применяется до 600°C в виде различных изделий: матов, войлока, плит и др. Минеральная вата склонна к уплотнению. Для снижения его применяют гранулированную минеральную вату в виде комков цилиндрической или сферической формы.

Конструкция тепловой изоляции зависит от вида изолируемой поверхности, ее температуры, условий работы и вида теплоизолирующего материала.

При изоляции плоской поверхности применяются плиты, маты, кирпичи. На рис. 22-16 показана двухслойная изоляция плитами.

Как первый, так и второй слой плит крепятся к поверхности с помощью штырей, приваренных к изолируемой поверхности. Плиты

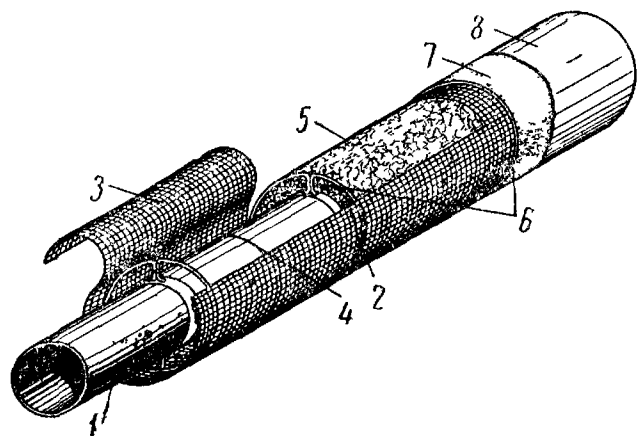


Рис. 22-18. Набивка минеральной ваты под проволоочную сетку с металлическими опорными кольцами.

1 — трубопровод; 2 — опорное кольцо; 3 — металлическая сетка; 4 — подвеска; 5 — минеральная вата; 6 — проволоочное кольцо; 7 — штукатурный слой, 8 — внешняя отделка.

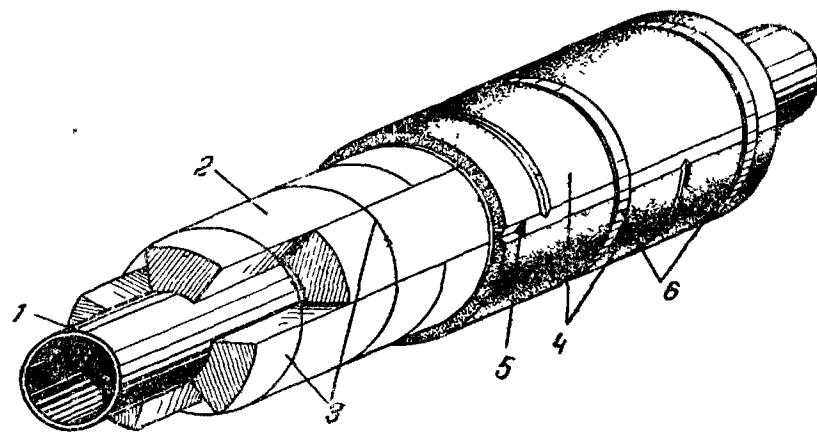


Рис. 22-19. Конструкция изоляции из формованных изделий.

1 — трубопровод; 2 — теплоизолирующие сегменты; 3 — проволоочные кольца; 4 — сборные элементы штукатурки, 5 — заделка шва; 6 — металлический пояс.

укладываются так, чтобы швы слоев не совпадали. Швы между плитами промазываются мастикой. Поверх плит к штырям прикрепляется проволока, а затем сетка для поддержания штукатурного слоя.

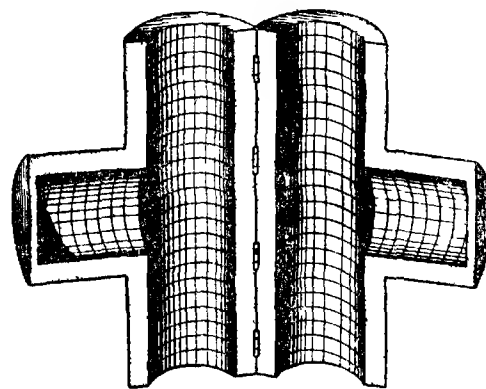
Изоляционный кирпич укладывается на мастике в несколько слоев и обтягивается проволокой и сеткой с последующей штукатуркой наружного слоя. Маты укладываются на изолируемую поверхность и укрепляются с помощью приварных штырей. Торцы матов сшиваются, а снаружи они обтягиваются проволокой.

Изоляция криволинейных поверхностей с большим радиусом кривизны выполняется аналогично плоской стенке. На рис. 22-17 показана изоляция криволинейной поверхности изоляционными матами.

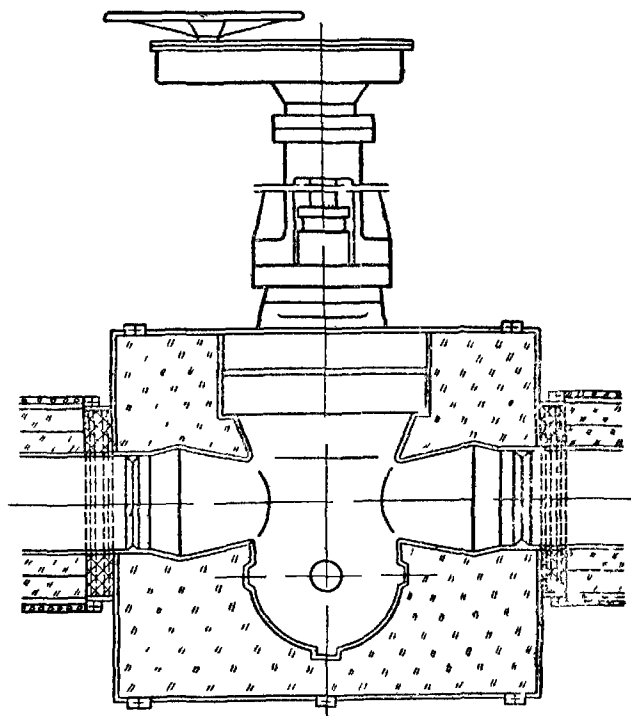
При изоляции криволинейных поверхностей с малым радиусом кривизны (менее 300 мм) применяют готовые сборные полуцилиндры с законченной внешней отделкой. Часто применяются набивные конструкции (рис. 22-18). В них пространство между изолируемой и ограждаемой поверхностями набивается волокнистым и порошкообразным материалом. Достаточно простой конструкцией, нашедшей широкое применение, является изоляция формованными изделиями (рис. 22-19).

Мастичная изоляция получается путем последовательного нанесения изоляционного материала на нагретую поверхность. Этот вид изоляции наиболее трудоемок и не допускает механизации изоляционных работ.

Наружный слой изоляции выполняется в виде оштукатуренной и оклеенной дешевым хлопчатобумажным материалом поверхности,



a)



б)

Рис. 22-20. Изоляция тройников и задвижек.

a — разъемная изоляция тройника; б — изоляция задвижек створчатым футляром с набивной минеральной ватой.

которая затем окрашивается. Наиболее прочными и удобными являются металлические кожухи.

Разъемную изоляцию с металлическим кожухом часто применяют для изоляции фасонных деталей (рис. 22-20, а). Изоляцию арматуры проводят с помощью матов или набивки изоляционного материала, как показано на рис. 22-20, б.

Теплоизоляционные работы очень трудоемки, поэтому при монтаже котла на них затрачивается много времени. С целью сокращения трудовых затрат в последнее время начинают широко применяться готовые изоляционные изделия, выполненные на специальных предприятиях.

Гарнитура котла

Устройства, используемые для обслуживания газоходов, называют гарнитурой котла. К гарнитура котла относятся: лазы, гляделки, запорные и взрывные клапаны, лючки и др. Эти устройства непосредственно связаны с обмуровкой котла.

Лаз состоит из рамы, дверцы с защелкой (рис. 22-21). Все его детали выполняются из

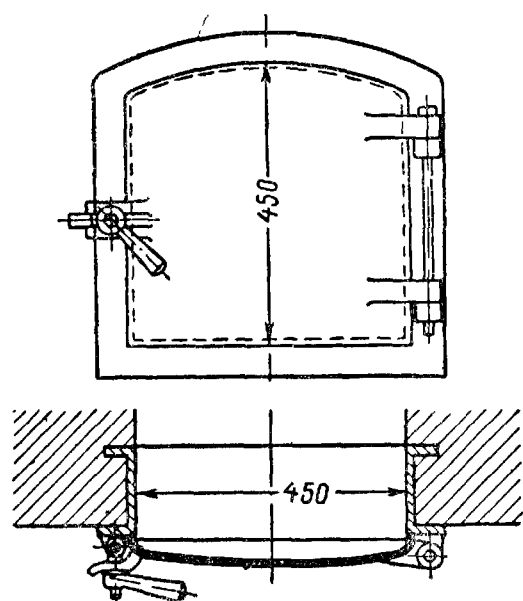


Рис. 22-21. Лаз.

чугуна. При установке лаза в топочной камере дверца изнутри покрывается огнеупорной обмазкой. Лазы устанавливают для обслуживания обмуровки и газоходов котла. При работе котла они должны быть закрыты и иметь достаточную плотность во избежание подсосов воздуха.

Для отключения и регулирования расхода

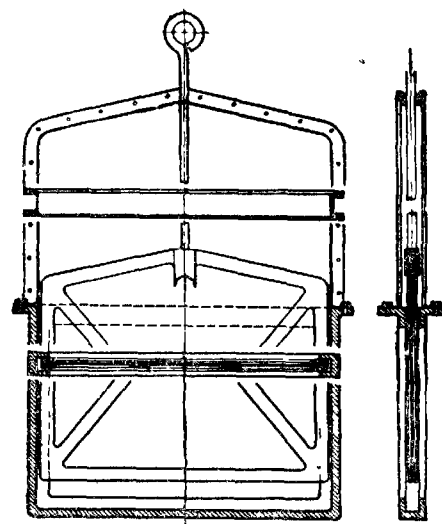


Рис. 22-22. Прямоугольная заслонка.

среды в газоходах, пылепроводах и воздухопроводах используют заслонки и клапаны.

Подъемные заслонки (шиберы), изготовляемые из чугуна, устанавливают в газоходах котла (рис. 22-22). На газопроводах применяют круглые и прямоугольные клапаны. Круглый клапан состоит из чугунного корпуса и поворотной заслонки (рис. 22-23). Круглые клапаны выполняются диаметром 100—1 400 мм и предназначены для газопроводов с температурой среды до 400° С.

Прямоугольные клапаны выполняют различных размеров: 300×400—2 400×2 000 мм.

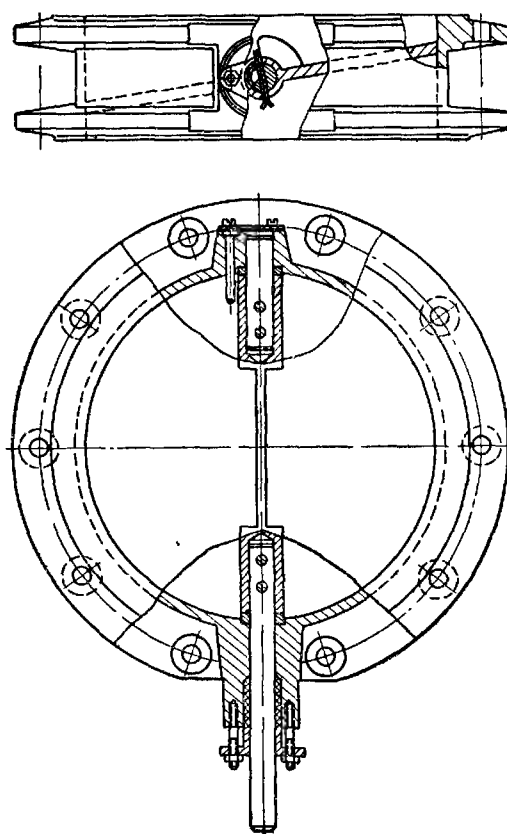


Рис. 22-23. Плотный круглый клапан.

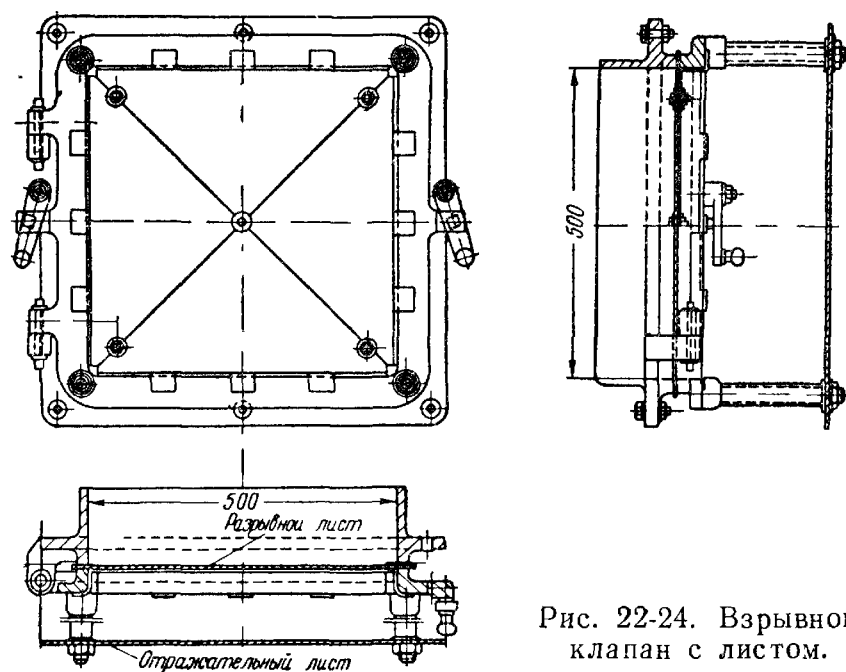


Рис. 22-24. Взрывной клапан с листом.

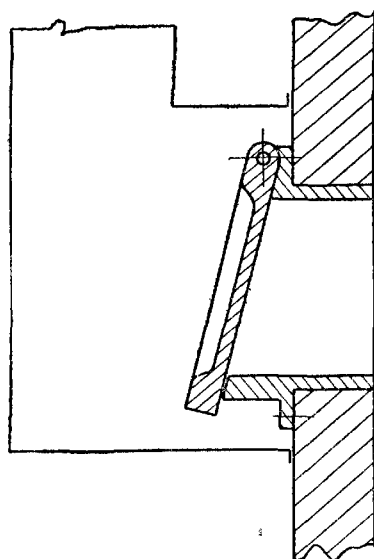


Рис. 22-25. Взрывной клапан с закрывающейся крышкой.

В зависимости от размера их выполняют одно- или многостворчатыми. Одностворчатый клапан состоит из прямоугольного сварного корпуса, в котором на оси вращается чугунная створка. В многостворчатых клапанах в сварной раме смонтировано несколько прямоугольных чугунных створок, вращающихся каждая на своем валу. Валы всех створок соединены рычагами, так что при повороте ведущего вала все они поворачиваются на один и тот же угол. Эти клапаны также допускают работу при температуре среды до 400°C .

Для предохранения газоходов котла и оборудования системы пылеприготовления от разрушения при взрыве пыли устанавливают взрывные клапаны. Взрывной клапан состоит из рамы, к которой на фланцах крепится тонкий надрезанный металлический

лист или на сетке укладывается асбестовый лист (рис. 22-24). При повышении давления лист разрывается и выпускает газ в атмосферу. Эти клапаны после срабатывания требуют замены листа. Подобными клапанами оборудуются газоходы котла и элементы системы приготовления пыли. Взрывной клапан, работающий автоматически, состоит из корпуса и наклонно расположенной крышки (рис. 22-25). При повышении давления крышка поднимается и выпускает газ. После восстановления нормального давления крышка под действием силы тяжести снова прижимается к корпусу. Такие взрывные клапаны обычно устанавливают на боковых стенках топки котла.

22-3. ТРУБОПРОВОДНАЯ АРМАТУРА И ОБДУВочНЫЕ АППАРАТЫ

Трубопроводная арматура

Котельный агрегат состоит из большого количества обогреваемых и необогреваемых труб, в которых движется рабочее тело. В процессе эксплуатации надо производить регулирование расхода среды, отключение и включение потоков газа, пара и воды. Для этой цели на трубопроводах устанавливают специальные устройства, называемые арматурой, в которых путем изменения сечения для прохода рабочего тела достигается регулирование расхода или включение и отключение потоков.

Эксплуатация котельного агрегата может быть обеспечена только при наличии необходимой и исправно действующей арматуры.

По своему назначению арматура разделяется на запорную, регулиющую, продувочную и предохранительную. Назначение арматуры, свойства среды и ее параметры (температура, давление) определяют ее конструкцию и металл, из которого она изготовлена. Для невысокого давления и при низкой температуре арматуру выполняют из чугуна и бронзы. При высоких давлениях и температурах среды применяют стальную арматуру, используя стали с большим или меньшим количеством легирующих добавок. Арматура выпускается с разными проходными сечениями, характеризующимися условным проходом, равным внутреннему диаметру трубопровода, к которому присоединяется арматура. Действительное сечение прохода (диаметр седла) может быть меньше условного, как это

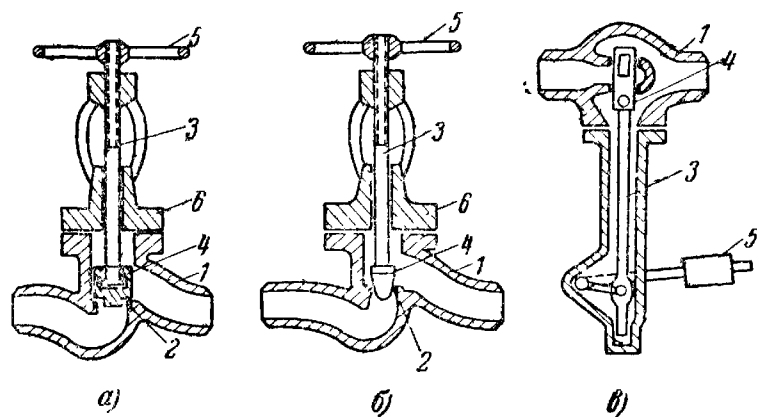


Рис. 22-26. Типы вентиляей.

а — запорный; б — регулирующий игольчатый; в — регулирующий золотниковый.
1 — корпус; 2 — уплотняющие кольца; 3 — шпindel; 4 — запирающий орган; 5 — привод; 6 — крышка.

имеет место в регулирующих вентилях, задвижках с суженным проходом и т. п.

Арматура выполняется с принудительным приводом запирающего органа и самодействующей. По конструкции приводная арматура разделяется на вентили, задвижки и краны, а самодействующая — на предохранительные и обратные клапаны и конденсаторы. К арматуре условно относят также водомерные стекла и другие водоуказательные приборы.

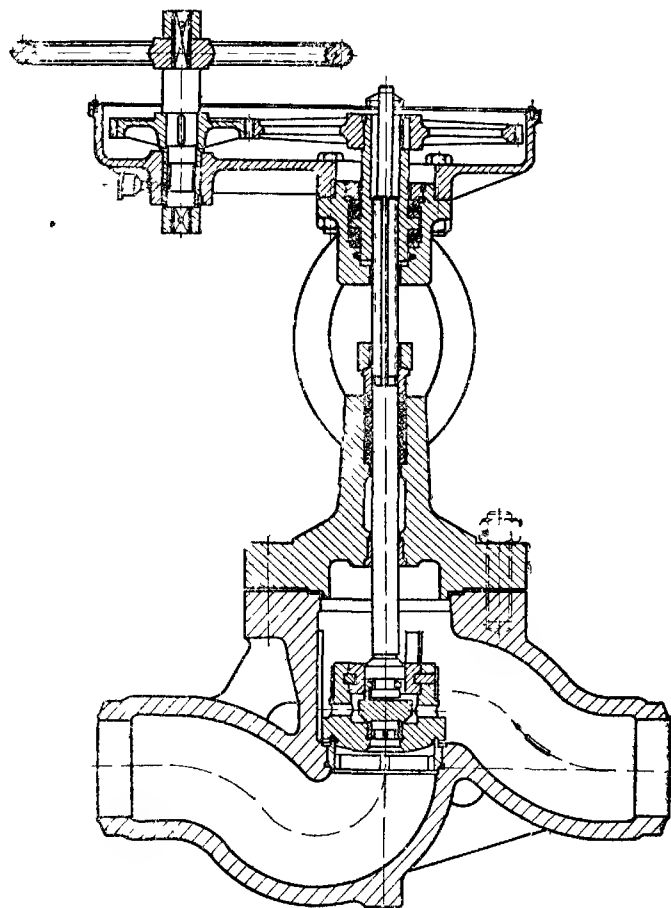


Рис. 22-27. Запорный вентиль.

Вентили применяются в качестве регулирующих и запорных устройств; в последнем случае они используются при малом диаметре прохода (до 100—150 мм). Вентиль состоит из корпуса и запирающего органа, который движется вдоль оси седла корпуса (рис. 22-26).

В запорном вентиле уплотняющая поверхность клапана плотно примыкает к поверхности седла. В регулирующем вентиле клапан имеет переменное сечение. Это дает возможность при перемещении клапана постепенно открывать большее или меньшее сечение и тем самым изменять расход среды. Регулирующий клапан выполняется в виде профилированной иглы, пустотелого золотника и т. п.

Конструкция запорного вентиля представлена на рис. 22-27. Корпус вентиля представляет собой тройник с внутренней перегородкой. Шпindel проходит через крышку, которая плотно прикрепляется к корпусу. Кольцевой зазор в крышке в месте прохода вентиля уплотняется сальниковой набивкой, которая с помощью буксы и болтов прижимается к шпинделю. На нижнем конце шпинделя висит клапан, который при закрытии плотно прижимается к уплотнительным поверхностям седла. Шпindel вентилей высокого давления перемещается только прямолинейно путем вращения гайки. От вращения шпindel удерживается шпонкой

В запорных вентилях сравнительно легко достигается плотность за счет прижатия запирающего элемента. При открытии вентиля тарелка сразу отрывается от седла, чем исключается задиранье (образование царапин и рисок) уплотняющих поверхностей. При больших диаметрах проходного сечения усложняется конструкция корпуса и затрудняется обеспечение плотности затвора. Гидравлическое сопротивление проходу среды в вентилях велико, поскольку поток изменяет свое направление.

Запорные вентили малых диаметров используются для спуска воды (дренажные) и выпуска воздуха (воздушники). Вентили, используемые для этих целей, должны создавать абсолютную плотность в закрытом состоянии и быть надежными в работе. Величина гидравлического сопротивления в них не играет никакой роли. Поэтому форма каналов определяется исключительно условиями простоты изготовления (рис. 22-28).

Регулирующие вентили (клапаны) предназначены для регулирования расхода потока. В полностью закрытом состоя-

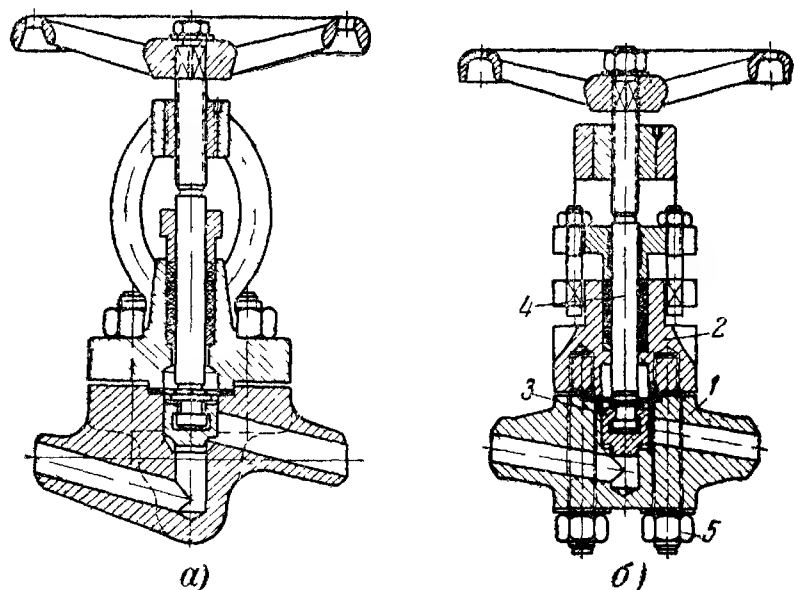


Рис. 22-28. Запорный вентиль.

a — для высокого и *b* — для сверхвысокого давления.
1 — корпус; 2 — крышка, 3 — запорный орган; 4 — шпindel; 5 — гайка со шпилькой.

нии они не обеспечивают полной плотности, в результате чего имеет место начальный пропуск среды. Обычно регулирующие клапаны рассчитываются на работу с перепадом давлений в нем порядка 10 ат. При большем перепаде давлений величина начального пропуска среды возрастает.

Основным показателем работы регулирующего клапана является его характеристика, выражающая зависимость относительного расхода среды от степени открытия клапана. Для целей регулирования наиболее благоприятной является линейная характеристика, для получения которой требуется выполнение регулирующих органов со сложным профилем открывающихся окон для прохода среды. При выполнении окон, например, в золотниковом клапане более простой формы характеристика получается параболической или экспоненциальной (рис. 22-29).

Регулирующий клапан золотникового типа представлен на рис. 22-30. Клапан имеет пустотелый золотник с профилированными окнами, который шпindelом приводится в поступательное движение. При перемещении золотника относительно двух седел, расположенных в литой перемычке корпуса, происходит увеличение или уменьшение степени открытия окон. Нерегулируемый пропуск зависит от величины зазора между золотником и седлами. При очень маленьких зазорах при перекосе золотника возможно его заклинивание.

В регулирующем клапане, показанном на рис. 22-31, золотник имеет только вращатель-

ное движение (до 60°); при этом совмещаются окна в золотнике и стакане, приваренном к корпусу. При поворотном движении шпинделя силы трения в сальнике меньше, чем при поступательном. Это повышает надежность уплотнения.

В скальчатых регулирующих клапанах регулирующий орган выполнен в виде скалки, имеющей коническую форму вблизи седел (рис. 22-32). При поступательном движении скалки изменяется кольцевой зазор между ней и седлами клапана. Скалка менее подвержена перекосу и задеванию за седло, так как площадь соприкосновения ее с седлом меньше, чем в клапанах золотникового типа.

В игольчатых регулирующих клапанах регулирование достигается за счет перемещения профилированной иглы, соединенной со шпindelом (рис. 22-33). Форма корпуса и привод шпинделя выполняются так же, как и в запорных вентильях.

Задвижки в основном выполняются в качестве запорных органов, хотя в послед-

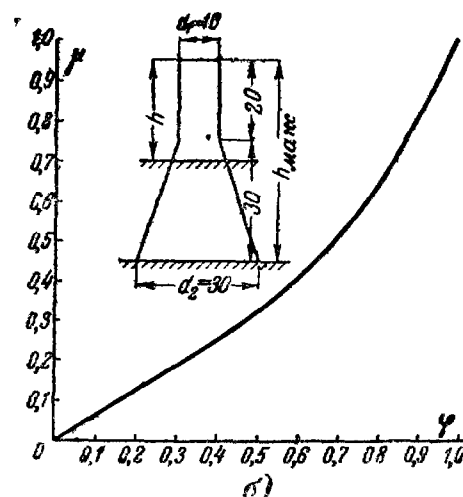
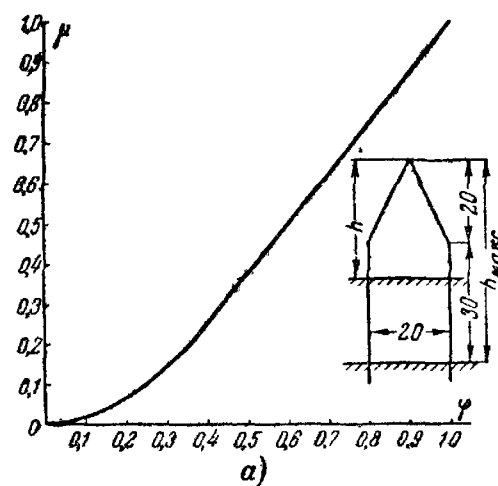


Рис. 22-29. Характеристика регулирующего золотникового клапана.

a — параболического типа; *b* — экспоненциального типа.

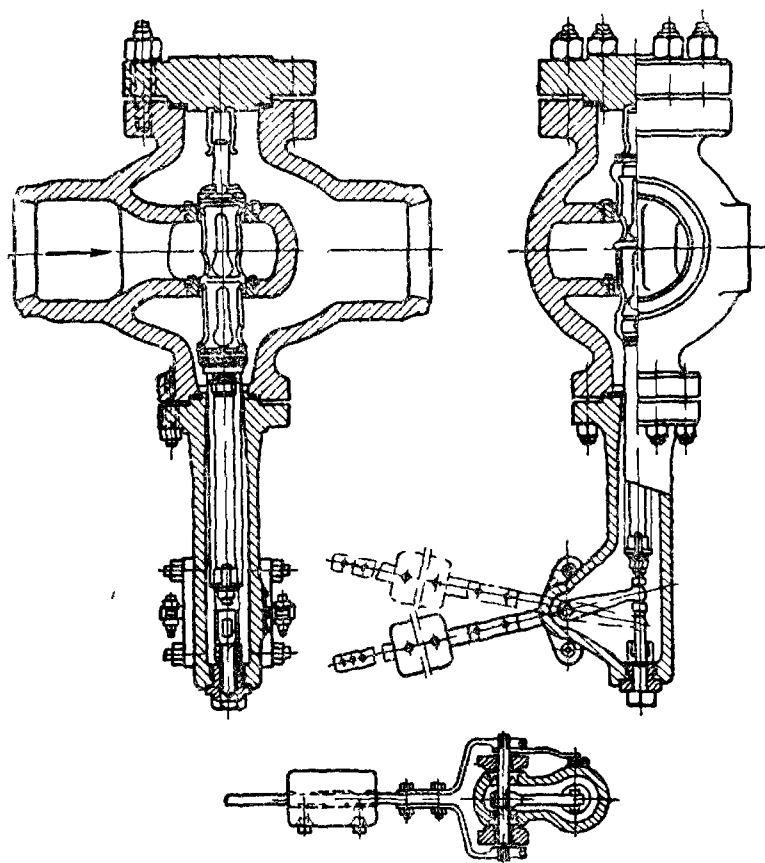


Рис. 22-30. Регулирующий клапан золотникового типа Венюковского завода (ВАЗ).

нее время стали выполнять специальные конструкции для целей регулирования. В задвижках запирающий орган (клин, диски) перемещается в направлении, перпендикулярном потоку (рис. 22-34).

Для создания плотности запирающие устройства должны плотно прижиматься

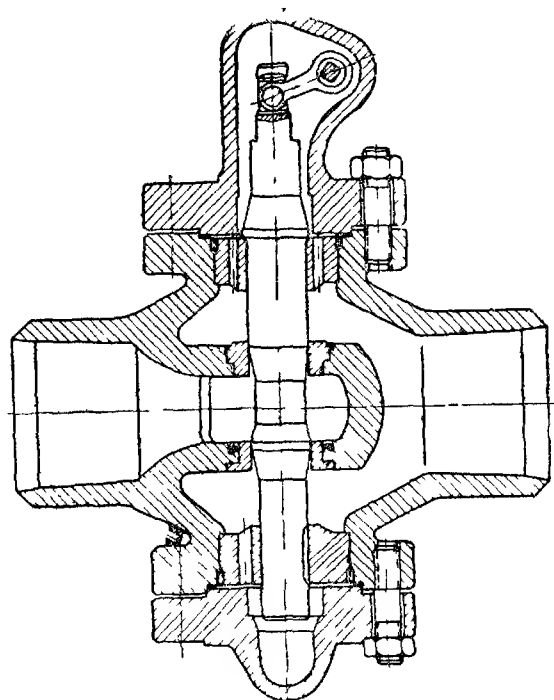


Рис. 22-32. Скальчатый регулирующий клапан.

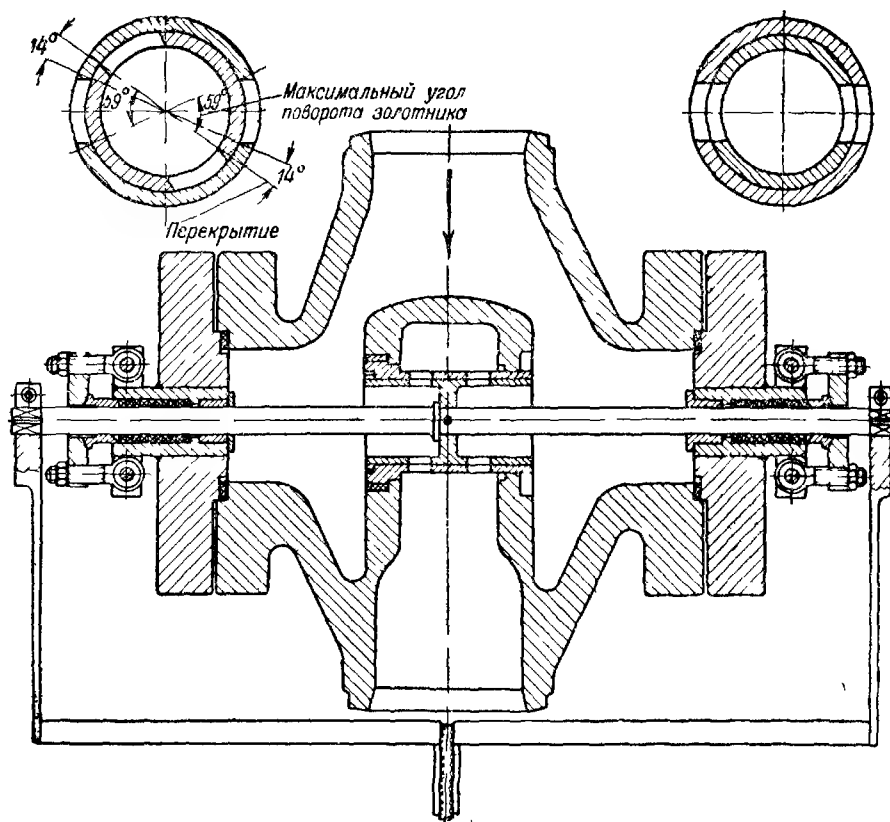


Рис. 22-31. Поворотный регулирующий клапан.

к кольцам корпуса. По принципу прижатия запорного органа задвижки разделяются на клиновые, с параллельно-принудительным затвором и самоуплотняющиеся.

В клиновых задвижках запирающий орган выполняется из целого или разрезного клина. В клиновой задвижке с цельным клином (рис. 22-34,а) трудно обеспечить подгонку двух поверхностей клина к соответствующим поверхностям колец. При большом нажатии возможны деформация колец и заклинивание запирающего органа.

Задвижки, выполненные с разрезным клином, обеспечивают более легкую подгонку уплотняющих поверхностей. Разрезные клиновые диски подвижны, что обеспечивает пра-

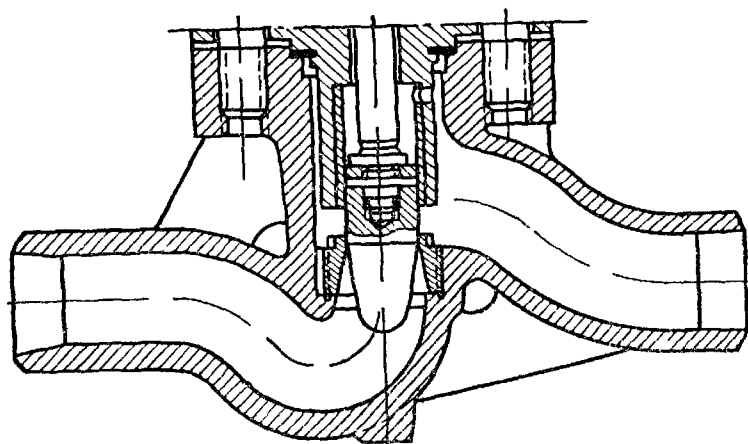


Рис. 22-33. Регулирующий вентиль для воды ВАЗ.

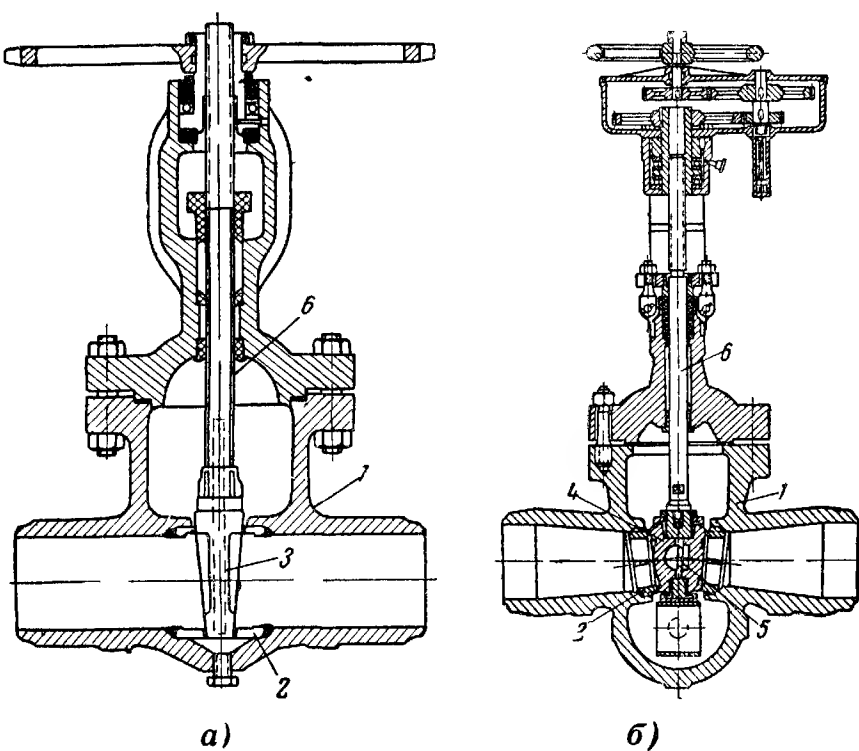


Рис. 22-34. Задвижки.

a — с цельным клином; *б* — с разрезным клином
1 — корпус; 2 — седло; 3 — цельный клин; 4 — разрезной клин; 5 — распорный грибок; 6 — шпindel.

вильную установку их по отношению к поверхности колец (рис. 22-34,б). При своем движении шпindel давит на диски, которые распираются грибком и плотно прижимаются к уплотнительным поверхностям. Привод шпинделя осуществляется вращением резьбовой втулки.

К нижней части дисков присоединена направляющая труба, которая в положении «открыто» занимает место клина. Направляющая труба устанавливается с целью снижения гидравлического сопротивления при полностью открытой задвижке. Корпус задвижки с направляющей трубой получается больших размеров и более сложной конфигурации. Поэтому в последних конструкциях выполняют задвижки без направляющей трубы, тем более что степень снижения гидравлического сопротивления при использовании направляющей трубы невелика (около 10—15%).

На рис. 22-35 даны конструкции параллельно-принудительных затворов задвижек. Параллельные тарелки (рис. 22-35,а) прижимаются к корпусу под действием только пружины, так как здесь давление шпинделя на диски не создает распорного действия. При открытии такой задвижки распорное действие пружины не снимается; поэтому создается значительное трение между кольцами тарелок и корпуса.

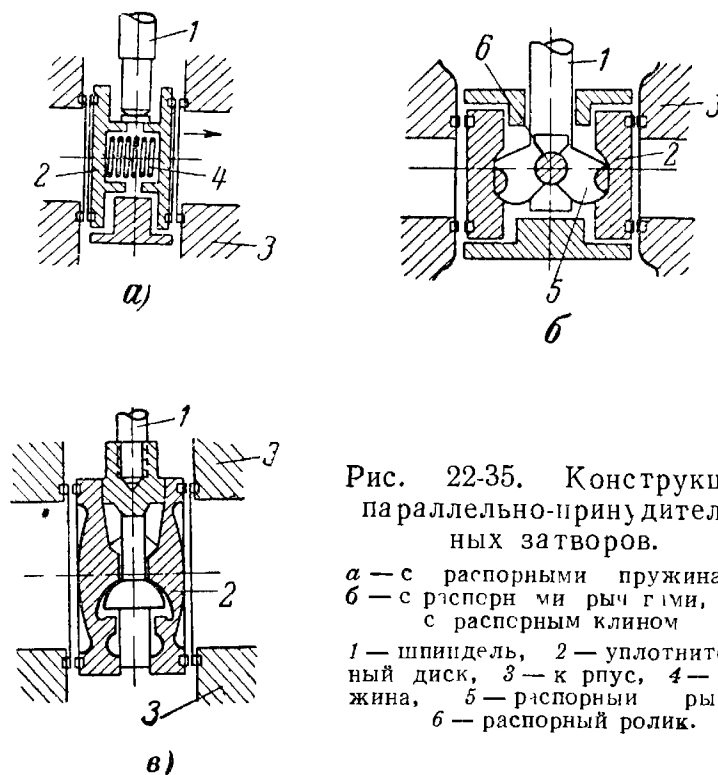


Рис. 22-35. Конструкции параллельно-принудительных затворов.

a — с распорными пружинами;
б — с распорными рычагами, *в* — с распорным клином
1 — шпindel, 2 — уплотнительный диск; 3 — корпус; 4 — пружина; 5 — распорный рычаг; 6 — распорный ролик.

Прижатие тарелок к корпусу в задвижках типа, указанного на рис. 22-35,б, создается распорными рычагами, передающими давление от шпинделя. При открытии задвижки давление на диски со стороны рычага снимается. Эти задвижки сложны в конструкции и не вполне надежны.

В задвижке (рис. 22-35,в) уплотнение создается за счет прижатия тарелок избыточным давлением среды, а также действием распорного клина. Эти задвижки также используются для среды с невысоким давлением.

Наибольшее распространение для воды и перегретого пара высокого давления получили задвижки с разрезным клином (рис. 22-34,б).

Коэффициент гидравлического сопротивления задвижек находится в пределах $\zeta = 0,25 \div 0,8$, в то время как у запорных вентилей $\zeta = 2,5 \div 5$.

В последнее время Венюковским арматурным заводом изготовлены регулирующие задвижки (рис. 22-36). Уплотнительные кольца имеют прямоугольные окна, а перемещающийся шиббер — конические. При перемещении шиббера происходит большее или меньшее открытие свободного сечения для прохода среды. При одностороннем повышении давления шиббер прижимается к кольцам. Такая конструкция регулирующей арматуры менее чувствительна к большому перепаду давлений и в то же время имеет сравнительно небольшое сопротивление в открытом положении.

Обратный клапан пропускает среду в одном направлении и автоматически

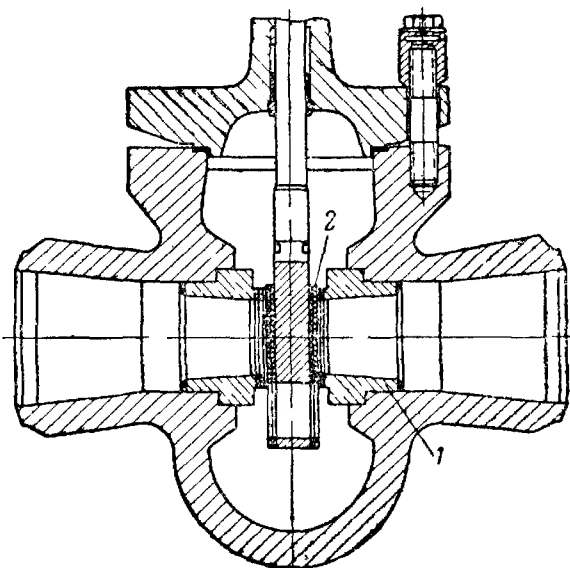


Рис. 22-36. Регулирующий клапан типа задвижки.
1 — седло; 2 — шибер.

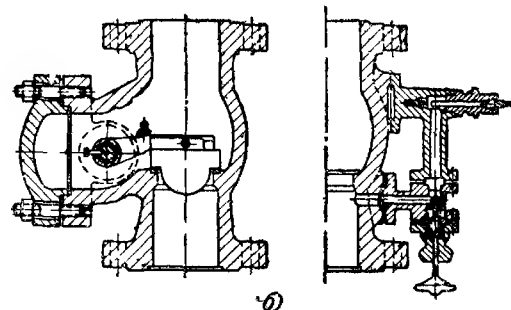
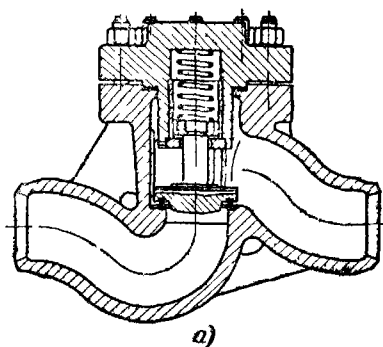


Рис. 22-37. Обратный клапан.
а — пружинный, б — вертикальный с автоматическим перепуском для воды.

закрывается при обратном токе воды. На питательном трубопроводе его устанавливают для предотвращения обратного тока воды при падении давления в магистрали. Большой частью используют обратные клапаны с поступательным движением запирающего органа (рис. 22-37,а). Этот клапан по своей конструкции близок к запорному вентилю. При падении давления перед клапаном запирающий орган опускается под действием собственного веса и пружины.

На рис. 22-37,б показан обратный клапан в виде хлопушки, устанавливаемый на напорном патрубке питательного насоса. При повышении давления в напорной магистрали за счет работы других насосов клапан захлопывается. Одновременно с закрытием основного клапана автоматически открывается специальный клапан перепуска, направляющий воду из напорного патрубка на всас насоса. Это устройство предохраняет насос от запаривания. Обратные клапаны в виде хлопушки создают меньшее гидравлическое сопротивление потоку среды.

Предохранительный клапан представляет собой запорное устройство, которое автоматически открывается при повышении давления выше допустимого и снова закрывается при снижении давления. Предохранительные клапаны устанавливают на барабанах, паропроводах, резервуарах и пр. с целью предупреждения чрезмерного повышения давления в них. При открытии предохранительного клапана среда сбрасывается в атмосферу, вследствие чего давление снижается.

Предохранительные клапаны выполняют рычажными, пружинными и импульсными.

В рычажном клапане запирающий орган (тарелка) удерживается в закрытом состоянии грузом, действующим на шпindel с помощью рычага (рис. 22-38). При повышении давления среды на тарелку противодействие груза будет преодолено и тарелка поднимется. Изменением положения и веса груза регулируется величина давления под клапаном, при котором он срабатывает.

В пружинном предохранительном клапане давлению среды на тарелку противодействует сила натяга пружины (рис. 22-39). По мере открытия тарелки сила действия пружины за счет ее сжатия увеличивается. Это дополнительно усложняет регулировку клапана.

Предохранительные клапаны выполняют как одинарными, так и двойными. У последних две тарелки размещаются в одном корпусе.

В зависимости от высоты подъема тарелки клапаны разделяются на низкоподъемные и полноподъемные. В полноподъемных клапанах площадь, открываемая проходу среды при подъеме клапана, превышает площадь прохода седла. Для этого тарелка должна подниматься на высоту более $\frac{1}{4}$ диаметра седла. Высокий подъем тарелки обеспечивается за счет использования кинетической энергии струи, проходящей через клапан. В низкоподъемных клапанах тарелка поднимается менее чем на $\frac{1}{20}$ диаметра седла. При равных диаметрах седла полнопроходные клапаны обладают большей пропускной способностью.

Рычажные клапаны надежны и просто регулируются, но они весьма громоздки. Приме-

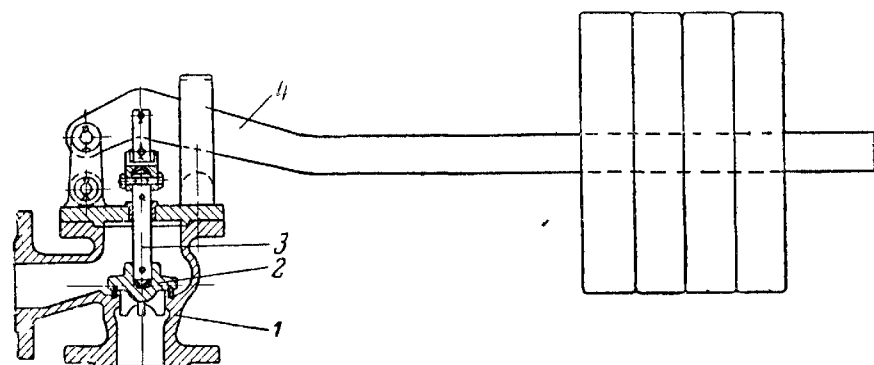


Рис. 22-38. Рычажный одинарный предохранительный клапан.
1 — корпус 2 — тарелка, 3 — шпindelъ, 4 — рычаг с грузом.

Рис. 22-39. Пружинный одинарный предохранительный клапан.

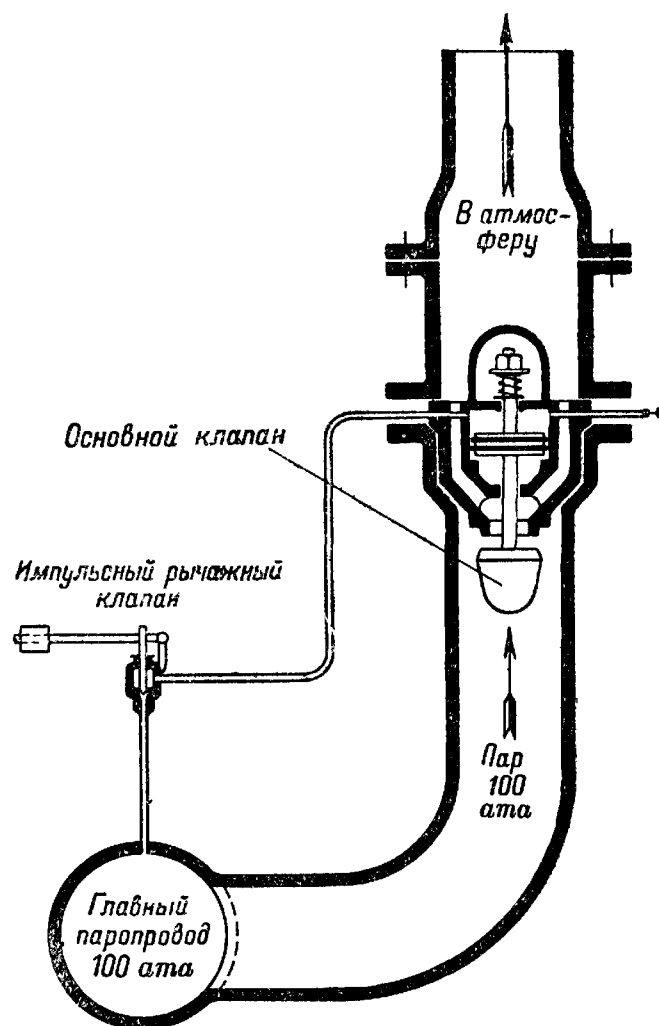
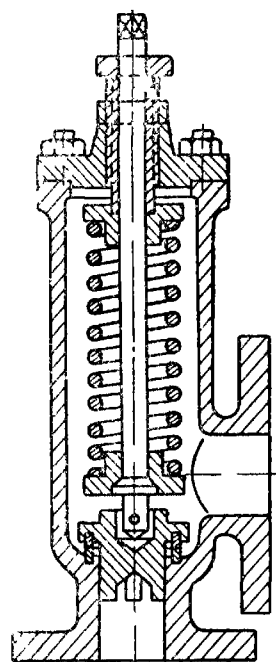


Рис. 22-40. Импульсный предохранительный клапан.

няются в основном в энергетических установках среднего давления.

Пружинные клапаны более компактны, но сложнее в регулировке. Они могут быть установлены в отличие от рычажных в горизонтальном положении. Пружинные клапаны используют главным образом в подвижных установках.

Как в рычажных, так и в пружинных клапанах плотность должна обеспечиваться при сравнительно небольшом усилии прижатия тарелки к седлу. Это вызывает трудности в создании плотной посадки тарелки, особенно в котлах высокого давления.

В импульсно-предохранительных клапанах (рис. 22-40) тарелки к седлу прижимаются полным давлением среды, что обеспечивает большую плотность. Главный клапан может изготавливаться на небольшой расход.

При повышении давления вначале открывается небольшой импульсный клапан. Прошедший через него пар действует на поршень основного клапана, производя его открытие.

Импульсный клапан может быть выполнен рычажным, пружинным или с принуди-

тельным открытием с помощью соленоида. В последнем случае импульс поступает от контактного манометра.

По правилам Госгортехнадзора на котле должно быть установлено не менее двух клапанов: контрольного и рабочего. При этом каждая группа клапанов (контрольных и рабочих) должна пропускать полный расход среды. Контрольный клапан должен открываться при достижении давления 1,03 рабочего для котлов с давлением 13—100 ат и 1,05 рабочего для котлов с давлением выше 100 ат. Соответственно рабочие клапаны должны открываться при давлениях 1,05 и 1,08 рабочего.

Водомерное стекло предназначено для контроля за уровнем. К паровому и водяному пространству с помощью специальных вентиля присоединен полый корпус. В выточки корпуса вставляется плоское стекло, которое зажимается специальными фланцами на прокладках (рис. 22-41). При высоком давлении (100—180 ат) вместо стекол применяют пластинки из слюды. В этом случае слюда устанавливается с двух сторон кор-

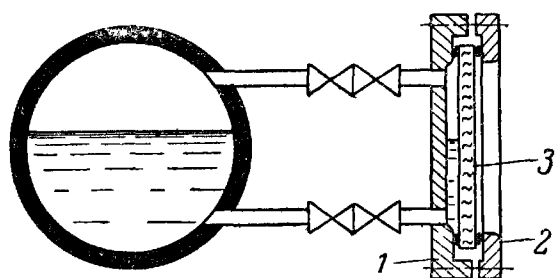


Рис. 22-41. Схема указателя уровня.
1 — корпус; 2 — прижимная рамка; 3 — стекло.

пуса. Для лучшего наблюдения за положением уровня прозрачную щель просвечивают.

Как стекло, так и слюда с течением времени разрушаются под агрессивным действием котловой воды. Фланцевое крепление стекла или слюды не является в полной мере надежным, особенно при разогреве. В настоя-

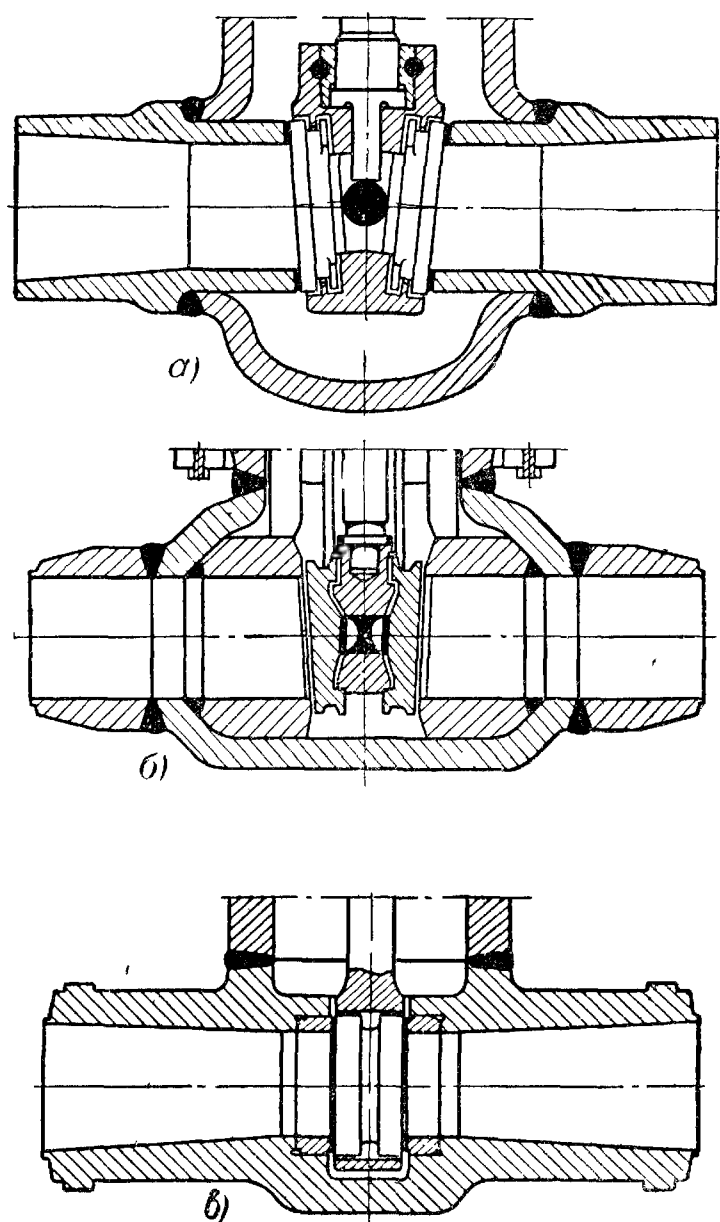


Рис. 22-42. Некоторые конструкции сварных корпусов задвижек.

а — типа Пермадор; б — типа Бентам; в — типа Хаста.

щее время водомерные стекла, устанавливаемые на барабане котла, служат в качестве контрольных, а регулирование ведут по разного рода указателям уровня, дающим импульс на указывающий прибор и регулятор питания.

В последнее время предложена новая конструкция уровнемеров, основанная на просвечивании барабана котла γ -лучами. Этот уровнемер позволяет непосредственно измерять фактический уровень в барабане котла.

Корпус арматуры работает при давлении и температуре среды, протекающей по трубопроводу в месте установки арматуры. Поэтому в большинстве случаев корпус изготавливается из того же материала, что и трубопровод. Корпуса выполняются литыми, коваными и сварными.

Литые корпуса имеют наибольший вес и не свободны от раковин, получающихся в процессе отливки. Сварные корпуса имеют более тонкую стенку и проще в изготовлении. На рис. 22-42 показаны некоторые конструкции сварных корпусов задвижек.

Детали уплотнения работают в наиболее тяжелых условиях. Для создания плотности зазор между уплотняющими поверхностями корпуса и запирающего органа должен быть очень мал. Это достигается шлифовкой с последующим снижением величины шероховатости с помощью притирки. При притирке уплотняющие поверхности смазывают специальной тонкой абразивной массой и перемещают одну вдоль другой. Окончательно плотность создается при определенном нажатии на клапан в процессе его закрытия.

Материал, из которого изготавливаются детали уплотнения, должен быть стойким против коррозионного воздействия среды, обладать высокой сопротивляемостью износу, высокими показателями механической прочности и твердости. Все эти качества металла должны сохраняться при высокой температуре среды, достигающей в паропроводах 650°C . Материал должен легко обрабатываться, особенно при шлифовке и притирке.

Уплотнительные поверхности изготавливают из высоколегированных сталей: хромистой, хромомолибденоалюминиевой, хромоникелетитановой и др.

Уплотнительную поверхность седел выполняют путем наплавления хромистых сталей или специальных твердых сплавов, например стеллитов и др.

С повышением параметров рабочей среды, в первую очередь температуры пара, при-

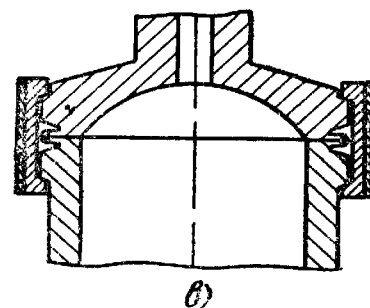
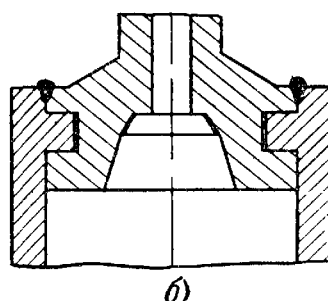
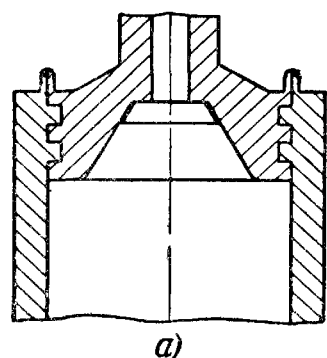
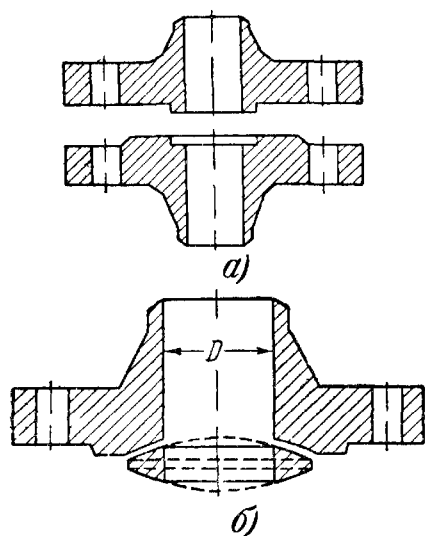


Рис. 22-45. Бесфланцевое крепление крышки.
а — с винтовым упором; б — со штыковым упором; в — с упорным кольцом.

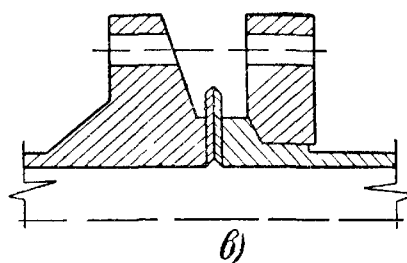


Рис. 22-43. Фланцевые соединения.

а — с плоскими фланцами;
б — с коническими уплотнительными поверхностями;
в — с мембранной прокладкой

бенчатые прокладки (рис. 22-44). При нажатии фланцев гребешки сжимаются и плотно прилегают к фланцам. Во фланцевых соединениях, указанных на рис. 22-43, б, притертые шаровые поверхности прокладки прижимаются к коническим поверхностям фланцев. В мембранных прокладках плотность достигается сваркой тонких металлических колец — мембран.

меняются материалы с большим содержанием легирующих веществ.

Соединение арматуры с трубопроводами выполняется на фланцах, а при высоком давлении — в основном на сварке. На

Фланцевое соединение требует уплотнения и определенного обслуживания в эксплуатации. В частности, должен соблюдаться режим равномерного и постепенного прогрева металлоемких деталей арматуры.

У сварной арматуры корпус оканчивается трубой, разделанной под сварку. Приварка арматуры обеспечивает полную плотность соединения с трубопроводом.

При высоком и сверхвысоком давлении фланцевое соединение становится ненадежным. С течением времени шпильки удлиняются и соединение теряет плотность. Кроме того, наличие фланцевых соединений не позволяет проводить быстрый прогрев арматуры, что особенно важно для котлов, работающих при переменном режиме. Поэтому в последнее время широкое распространение получила бесфланцевая арматура (см., например, рис. 22-27 и 22-34). Однако в этой арматуре верхняя крышка крепится на фланцах, что частично сохраняет недостатки фланцевой арматуры. Дальнейшим шагом является отказ от фланцевого соединения крышки с корпусом и переход на сварное соединение. На рис. 22-45 показаны типы бесфланцевых соединений крышки с корпусом. Во всех этих конструкциях плотность обеспечивается сваркой тонких кромок крышки и корпуса. Прочность соединения достигается по-разному: при помощи винтового и штыкового упоров и упорного кольца.

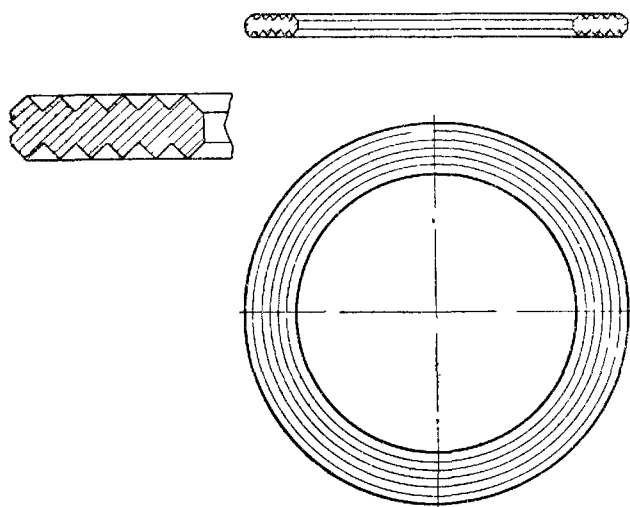


Рис. 22-44. Гребенчатая прокладка.

рис. 22-43 показаны некоторые типы фланцевых соединений. Уплотнение фланцевых соединений достигается затяжкой между фланцами специальных прокладок. Затяжка производится шпильками с гайками. В трубопроводах высокого давления для фланцев (рис. 22-43, а) применяют металлические гре-

Обдувочные аппараты

Удаление золы с поверхностей нагрева котла во время его работы производится с помощью обдувочных аппаратов. Струя пара, воздуха, воды периодически выпускается через сопло аппарата и за счет ее кинетической энергии происходит очистка поверхности. Конструктивно обдувочные аппараты для конвективных и радиационных поверхностей имеют много общего.

На рис. 22-46 показан обдувочный аппарат (прибор) Ильмарине — ЦКТИ, предназначенный для обдувки радиационных поверхностей нагрева. Шпиндель прибора приводится во вращение электромотором через редуктор. При вращении шпинделя направляющий штифт, укрепленный на кулаке, доходит до направляющей планки и начинает скользить по ней. При этом шпиндель получает поступательное движение и сопловая головка выдвигается в топку.

Поступательное движение оканчивается, когда штифт сходит с направляющей планки, после чего он снова получает вращательное движение. При вращении шпинделя кулак нажимает на рычаг клапана и открывает доступ пара к сопловой головке. Струя пара выходит через два диаметрально расположенных сопла. При вращении сопел струи пара очерчи-

вают круг, причем в радиусе 2—2,5 м наблюдается эффективное действие паровой струи. Длительность обдувки составляет 0,5—1,0 мин, после чего мотор переключается на обратный ход, кулачок отходит и под воздействием пружины клапан закрывается. Тем самым обдувка заканчивается. Дальнейшее вращение электромотора возвращает сопловую головку в исходное положение, и мотор отключается. В неработающем положении сопловая головка находится за трубами, чем предотвращается ее чрезмерное нагревание.

Обдувочный аппарат работает на насыщенном или перегретом паре с температурой до 400°С при давлении 3—4 ата. Часовой расход пара 4—6 т/ч.

Обдувочный аппарат для конвективных поверхностей нагрева в основных частях сходен с рассмотренным выше. В этом аппарате обдувочная труба постоянно находится в газоходе и имеет только вращательное движение. Труба выполняется из жароупорной стали (Ж-439), что обеспечивает ее надежную работу в газоходе с температурой газов до 900°С.

При включении мотора на прямой ход кулачок нажимает на клапан и открывает доступ пара в обдувочную трубу. На обдувочной трубе имеются сопла, устанавливаемые в шахматном порядке с двух сторон трубы.

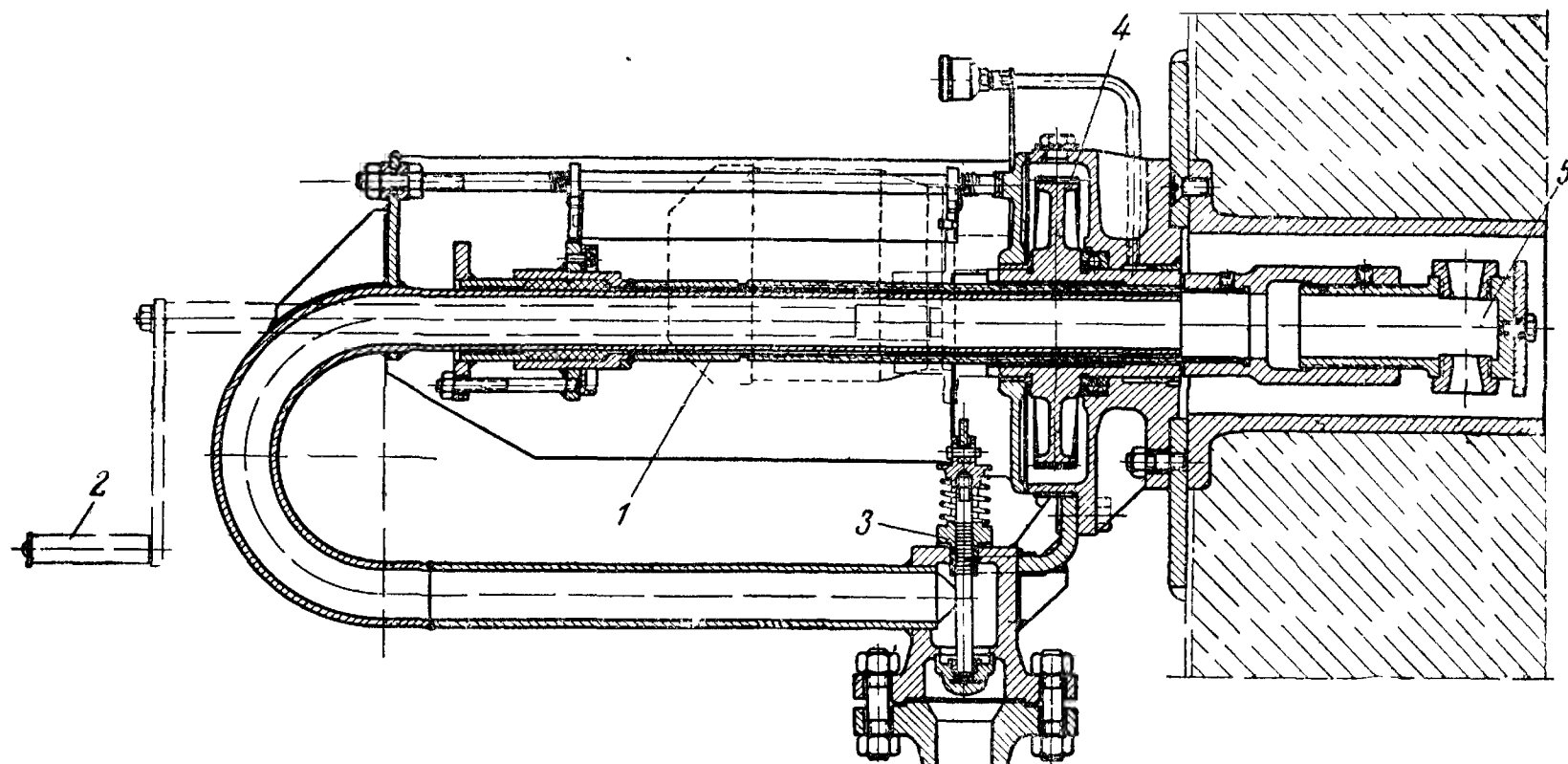


Рис. 22-46. Обдувочный прибор Ильмарине—ЦКТИ для обдувки экранных поверхностей нагрева.

1 — электродвигатель; 2 — ручной привод; 3 — клапанный механизм; 4 — редуктор; 5 — сопловая головка.

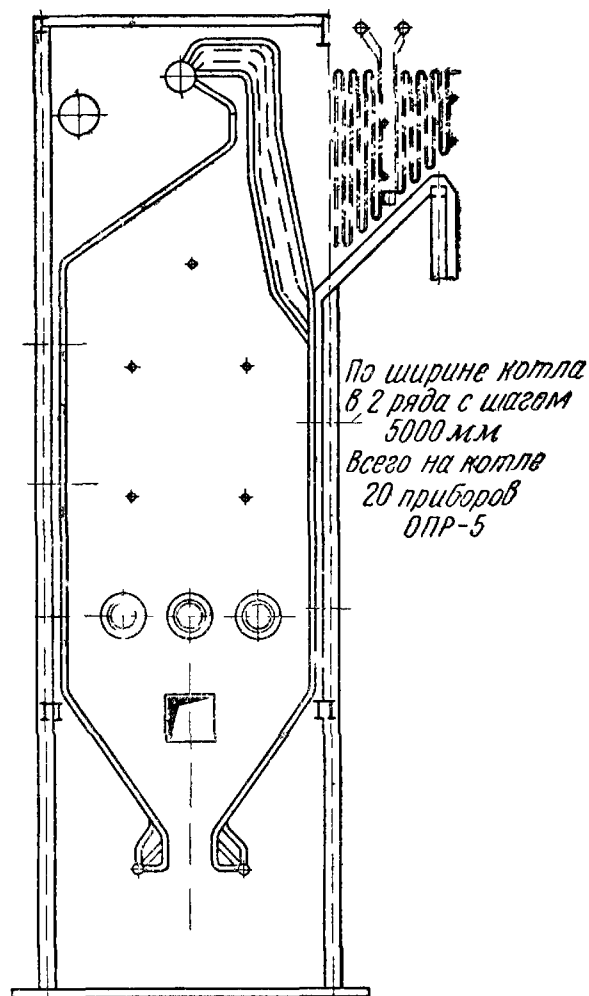


Рис. 22-47. Схема расположения обдувочных приборов на котле ТП-230-1.

Количество сопел равно количеству коридоров в пучке (при шахматном пучке диагональных).

При вращении трубы обдуваемая область образует цилиндр с длиной, равной длине обдувочной трубы, причем эффективная обдувка имеет место в радиусе 1 м. Переключением мотора на обратный ход отключается доступ пара. После прекращения доступа пара электромотор останавливается автоматически с помощью концевых выключателей.

Управление обдувочными аппаратами осуществляется со щита. В ряде случаев устанавливают программный механизм, который через определенное время включает и отключает различные аппараты в заранее определенной последовательности. О работе аппарата судят по сигнальным лампочкам, установленным на щите управления котлом.

Во избежание налипания золы при ее увлажнении обдувку конвективных поверхностей нагрева часто производят сжатым воздухом от компрессорной стационарной установки. В котлах со сверхвысоким давлением обдувку воздухом предпочитают также с целью уменьшения потерь конденсата.

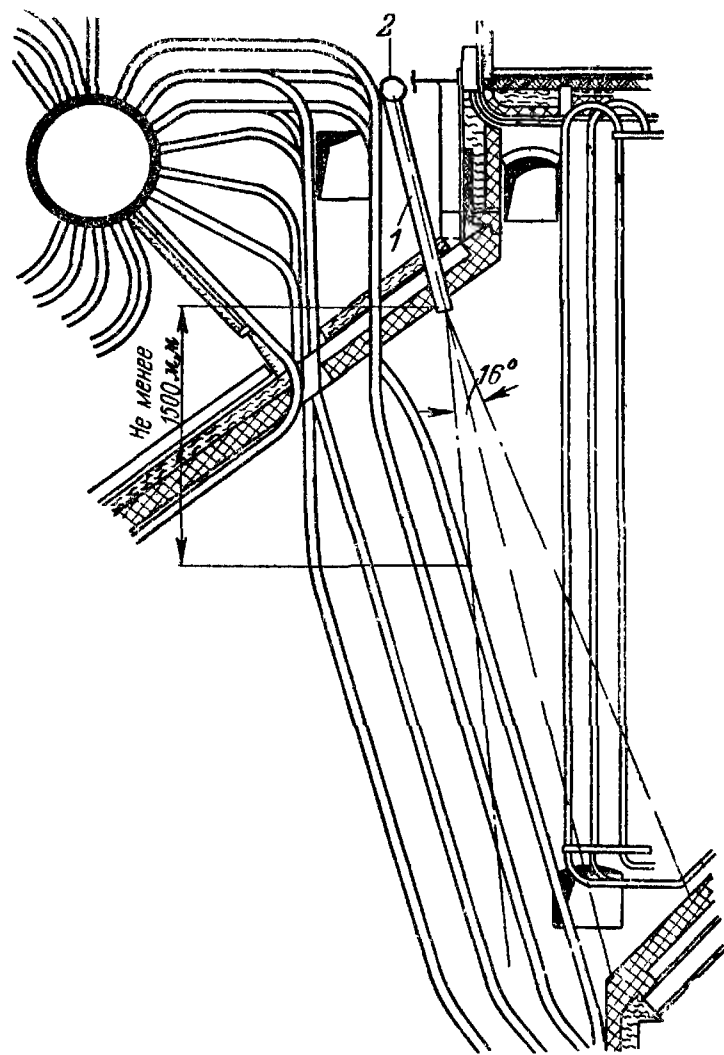


Рис. 22-48. Схема установки обдувочных устройств И. Л. Перельмана, использующих нагретую воду.
1 — обдувочные аппараты; 2 — коллектор нагретой воды.

В котельном агрегате обдувочные аппараты устанавливают в нескольких ярусах по высоте топки, исходя из радиуса действия обдувочных аппаратов и зон топки, где происходит шлакование. В конвективных газоходах обдувочные аппараты устанавливают в несколько рядов как по глубине, так и по ширине потока газов. На рис. 22-47 показана схема установки обдувочных аппаратов в топочной камере и конвективном перегревателе.

Для обдувки двухсветных экранов и фестонных труб требуются аппараты с выдвижением сопловой трубы в топку на 5—6 м и более.

Обдувка далеко расположенных поверхностей нагрева может быть осуществлена с помощью дальнобойного неподвижного обдувочного устройства (рис. 22-48). В этом устройстве котловая вода поступает в сопло, проходя через которое она частично испаряется за счет снижения давления. Поток пароводяной смеси выходит из сопла с большой скоростью (200—500 м/сек). Это обеспечивает

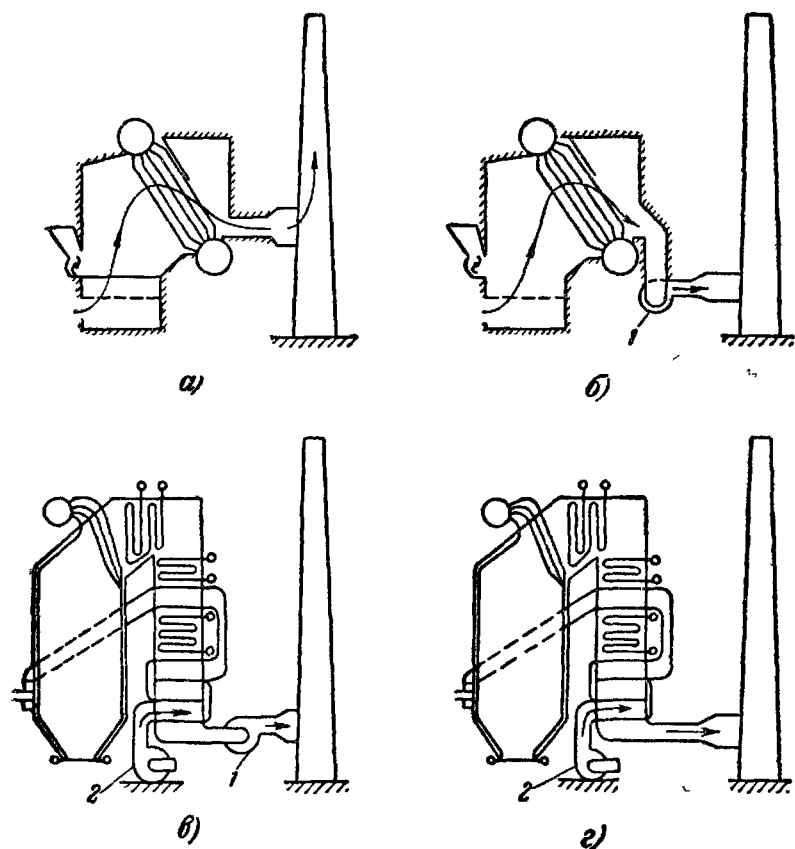


Рис. 22-50. Способы подачи воздуха и удаления продуктов сгорания.

а — за счет естественной тяги; б — схема с дымососом; в — схема с уравновешенной тягой; г — схема с наддувом. 1 — дымосос; 2 — дутьевой вентилятор.

В энергетических котельных установках обычно используют схему в и — реже г.

В схеме в вентилятор преодолевает сопротивление воздушного тракта, включая топочные устройства. Дымосос создает небольшое разрежение в верхней части топки (обычно ~ 2 мм вод. ст.) и преодолевает гидравлическое сопротивление всего газового тракта. Этот способ преодоления гидравлических сопротивлений называют уравновешенной тягой, имея в виду очень небольшое (близкое к нулю) разрежение вверху топки.

Преимуществом подобной организации тяги и дутья является отсутствие пылений, поскольку все газоходы агрегата находятся под разрежением. Недостатком является наличие присосов в топке и газоходах котла, от которых при такой схеме трудно освободиться полностью. При хорошем уплотнении, особенно низа топки, можно их уменьшить.

Желание полностью исключить присосы привело к созданию котлов с наддувом. В этих котлах воздушные и газовые сопротивления преодолеваются с помощью вентилятора (схема г). Таким образом, в топочной камере котлов с наддувом создается давление, равное сопротивлению всего газового тракта.

В современных котлах с развитыми конвективными поверхностями нагрева гидравлические сопротивления как по воздушной, так и по газовой сторонам велики. Так, в котлах с камерными топками сопротивление по газовому тракту находится в пределах 200—300 мм вод. ст., сопротивление по воздушному тракту — в пределах 250—400 мм вод. ст. В циклонных топках сопротивление воздушного тракта еще больше из-за увеличенного сопротивления вводов вторичного воздуха.

Расчет гидравлического сопротивления потоку газа и воздуха

Газ и воздух движутся по системе каналов с расположенными в них трубными решетками. При движении приходится преодолевать линейные и местные сопротивления, нивелирный напор, затрачивать напор на преодоление сопротивлений, связанных с изменением скорости газа.

Сопротивления разделяют на гидравлические и нивелирные. Их определение ведется отдельно.

Полное гидравлическое сопротивление состоит из гидравлического сопротивления и сопротивления, связанного с изменением скорости:

$$h_{n.г} = h_г + h_{ск.н}, \quad (22-1)$$

где $h_{n.г}$ — полное гидравлическое сопротивление, кг/м² (мм вод. ст.);

Потеря напора на создание скорости согласно уравнению (13-50), равна

$$h_{ск.н} = \frac{w_1(w_2 - w_1)}{g}, \quad (22-2)$$

где w_1 , w_2 — скорости газа в двух сечениях газохода, м/сек;

γ — удельный вес, кг/м³.

Изменение скорости может происходить как при изменении сечения каналов, так и в результате изменения температуры среды. Потери, связанные с расширением и сужением каналов, обычно подсчитываются как местные. Поэтому потеря на создание скорости связана только с изменением плотности из-за изменения температуры среды.

Используя закон Бойля—Мариотта, разность величин скорости газа можно выразить через среднюю скорость и значения температур на входе (t_1) и выходе (t_2) из газохода:

$$w_2 - w_1 = w_{cp} \frac{t_2 - t_1}{273 + t_{cp}}.$$

Подставляя это соотношение в уравнение (22-2), получим:

$$h_{ск.н} = \frac{2(t_2 - t_1)}{t_{cp} + 2/3} \cdot \frac{\omega_{cp}^2 \gamma_{cp}}{2g}. \quad (22-3)$$

В этом уравнении скорость и удельный вес среды подсчитаны как средние арифметические между значениями в начале и конце газохода.

Гидравлические сопротивления состоят из местных и линейных. При продольном омывании линейные и местные сопротивления подсчитываются отдельно.

Линейные и местные сопротивления подсчитываются по уравнениям гидравлики (см. гл. 13), в которых скорость и удельный вес газа берутся по средним значениям температуры и избытка воздуха. Коэффициент гидравлического сопротивления выбирается по формулам гл. 13 в зависимости от значения числа Рейнольдса.

При поперечном омывании пучка труб разделение сопротивлений на местные и линейные провести трудно. Поэтому в формулах для подсчета гидравлических сопротивлений пучков не выделяются местные и линейные сопротивления. Согласно экспериментальным данным расчетные формулы различны для шахматных и коридорных пучков.

Гидравлическое сопротивление в шахматном пучке выражается формулой

$$h_z = c_s (z + 1) Re^{-0,25} \frac{\gamma \omega^2}{2g}, \quad (22-4)$$

где z — число рядов вдоль потока;

c_s — коэффициент, зависящий от отношения шага к диаметру.

При

$$\frac{1 - d/s_{дуаз}}{s_1/d - 1} \leq 0,5 \quad c_s = 2,8.$$

При

$$\frac{1 - d/s_{дуаз}}{s_1/d - 1} > 0,5 \quad c_s = 3,86 \sqrt{\frac{1 + d/s_{дуаз}}{s_1/d - 1}}.$$

За величину скорости принимается среднее ее значение в пучке; кинематическая вязкость, входящая в критерий Re , берется по температуре стенки.

В формуле для гидравлического сопротивления коридорного пучка показатель степени при критерии Re зависит от конструкции пучка:

$$h_z = 0,53 \left(\frac{s_2/d - 0,8}{s_1/d - 1} \right)^n z Re^m \frac{\gamma \omega^2}{2g}. \quad (22-5)$$

Здесь величины n и m зависят от относительного шага труб.

При $\frac{s_2/d - 0,8}{s_1/d - 1} \leq 1$ $n = 2,5$, а если указанное

отношение относительных шагов труб больше единицы, то $n = 2$.

Показатель степени m у числа Re рассчитывается по формуле

$$m = 0,88 \left(\frac{s_1/d - 1}{s_2/d - 1} - 0,1 \right)^{0,14} - 1$$

при $\frac{s_2}{d} > 1,24$ и по формуле

$$m = 0,88 \left(\frac{s_2/d}{1,24} \right)^{0,7} \left(\frac{s_1/d - 1}{s_2/d - 1} - 0,1 \right)^{0,14} - 1,$$

если $\frac{s_2}{d} \leq 1,24$.

Подсчитанное указанным образом полное гидравлическое сопротивление справедливо для чистых поверхностей нагрева. В случае загрязненных поверхностей нагрева увеличение сопротивления учитывается специальным коэффициентом (табл. 22-2).

Таблица 22-2

Поправочный коэффициент, учитывающий увеличение сопротивления поверхностей нагрева при загрязнении летучей золой

Тип поверхности нагрева	Значение коэффициента
Змеевиковые поверхности	1,3
Трубчатые и ребристые воздушные подогреватели	1,25
Пластинчатые воздушные подогреватели	1,5

Расчет самотяги (нивелирного напора). По газоходам котла движется газ, температура которого существенно выше, чем окружающего воздуха. Следовательно, плотность горячих газов всегда меньше, чем воздуха. Это создает естественный напор, который называется самотягой.

В подъемных газоходах самотяга положительна, поскольку создаваемый ею напор направлен на преодоление гидравлических сопротивлений. В опускных газоходах самотяга отрицательна: она тормозит движение и на ее преодоление требуется затратить внешний напор. В горизонтальных каналах самотяга равна нулю.

Рассмотрим вертикальный газоход, в котором газы движутся снизу вверх (рис. 22-51). Для двух сечений газохода напишем уравнение Бернулли:

$$p_1 + \gamma_1 z_1 + \frac{\gamma_1 w_1^2}{2g} = p_2 + \gamma_2 z_2 + \frac{\gamma_2 w_2^2}{2g} + \Sigma R. \quad (22-6)$$

Здесь величины с индексом 1 относятся к нижнему, а с индексом 2 — к верхнему сечению газохода. Гидравлические сопротивления ΣR имеют знак, зависящий от направления потока.

Далее, принято, что удельный вес газового потока постоянен ($\gamma_1 = \gamma_2$); тогда после групп-

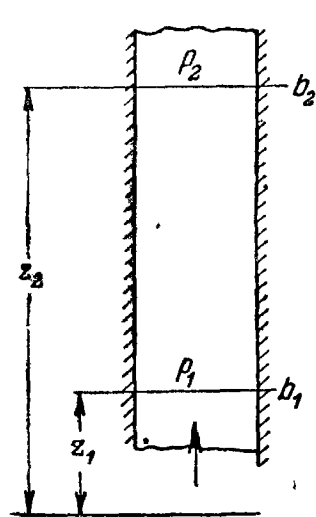


Рис. 22-51. Схема вертикального газохода.

пировки попарно членов уравнения (22-6) получим:

$$(p_1 - p_2) - \gamma(z_2 - z_1) = \gamma \frac{(w_2^2 - w_1^2)}{2g} + \Sigma R. \quad (22-7)$$

Правая часть уравнения (22-7) представляет собой полное гидравлическое сопротивление ($h_{n.z}$).

Обычно в газоходах измеряется не полное давление, а избыточное (S). При этом $p = b - S$, где b — барометрическое давление.

В уравнении (22-7) выразим полное давление в газоходе через барометрическое и избыточное, а правую часть обозначим через полное гидравлическое сопротивление:

$$h_{n.z} = (b_1 - b_2) + (S_2 - S_1) - (z_2 - z_1)\gamma. \quad (22-8)$$

Разницу между барометрическим давлением в сечениях 1 и 2 можно выразить через вес столба окружающего воздуха:

$$b_1 - b_2 = (z_2 - z_1)\gamma_s;$$

тогда уравнение (22-8) примет вид:

$$h_{n.z} = (S_2 - S_1) + (z_2 - z_1)(\gamma_s - \gamma_z). \quad (22-9)$$

Здесь произведение высоты газохода на разницу удельных весов холодного воздуха и газа выражает величину самотяги.

В горизонтальном газоходе самотяга равна нулю, и гидравлические сопротивления преодолеваются здесь за счет внешнего перепада давлений. При этом разрежение во втором сечении больше.

В подъемном газоходе гидравлические сопротивления частично или полностью преодолеваются за счет самотяги. Преобразуя уравнение (22-9), получим:

$$S_1 - S_2 = (z_2 - z_1)(\gamma_s - \gamma_z) - h_{n.z}. \quad (22-10)$$

Из уравнения (22-10) видно, что если гидравлическое сопротивление по сравнению с самотягой мало, то разрежение в нижней части подъемного газохода больше, чем в верхней. Это условие имеет место в топочной камере котлов с П-образной компоновкой. Значительное разрежение в нижней части топки нежелательно, так как это увеличивает присосы. Однако его снижение ограничено величиной минимально допустимого разрежения в верхней части топки (2—3 мм вод. ст.), так как избыточное давление в верхней части топки приводит к выбиванию дымовых газов.

В опускном газоходе самотяга прибавляется к гидравлическому сопротивлению и должна быть преодолена внешним перепадом давлений.

Самотяга зависит от высоты газохода и разницы удельных весов:

$$h_{сам} = (z_2 - z_1)(\gamma_s - \gamma_z). \quad (22-11)$$

В свою очередь удельные веса воздуха и газа зависят от температуры и барометрического давления:

$$\left. \begin{aligned} \gamma_s &= \gamma_s^0 \frac{273}{273 + t_s} \cdot \frac{b}{760}; \\ \gamma_z &= \gamma_z^0 \frac{273}{273 + t_z} \cdot \frac{b}{760}. \end{aligned} \right\} \quad (22-12)$$

Пользуясь уравнениями (22-11) и (22-12), можно подсчитать величину самотяги.

Конструкция центробежных механизмов

В вентиляторах энергия вращающегося ротора сообщает газам определенное количество движения, которое идет на повышение давления.

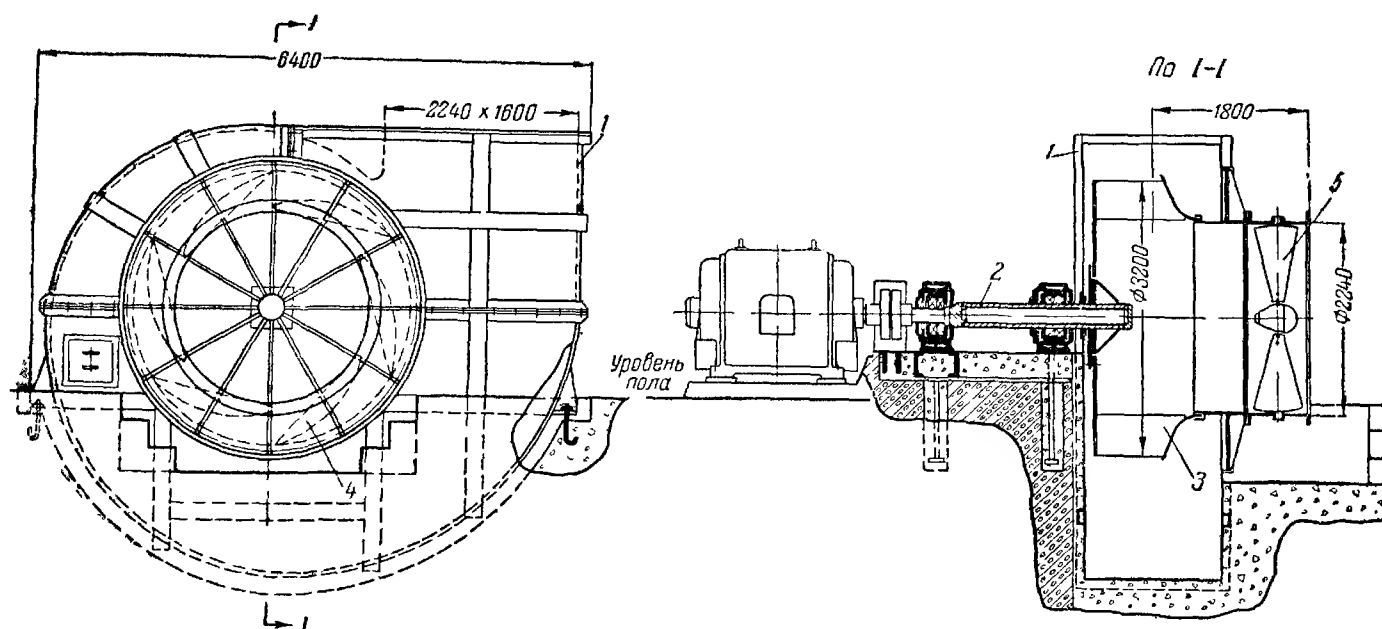
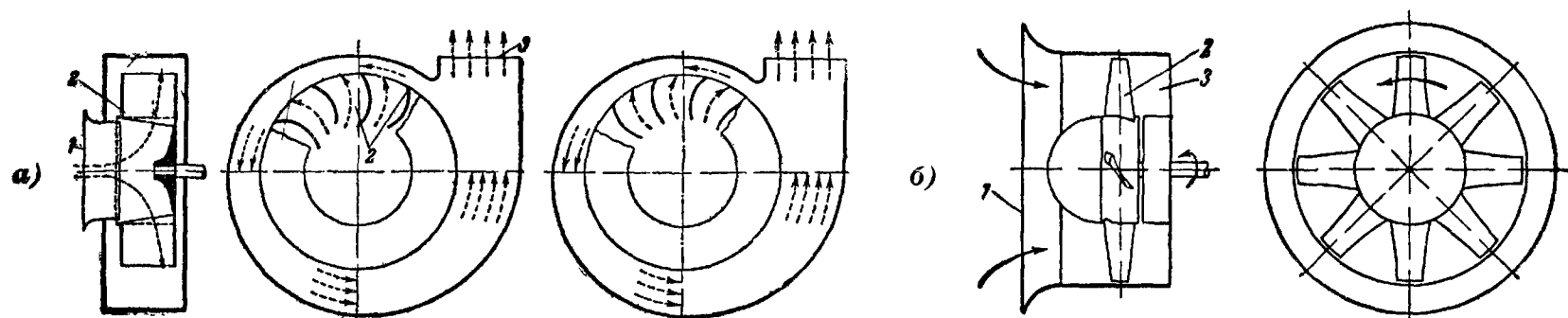


Рис. 22-53. Общий вид дутьевого вентилятора с односторонним всасом типа ВД-32-Н.

1 — корпус; 2 — вал ротора; 3 — крыльчатка; 4 — лопадки; 5 — направляющий аппарат.

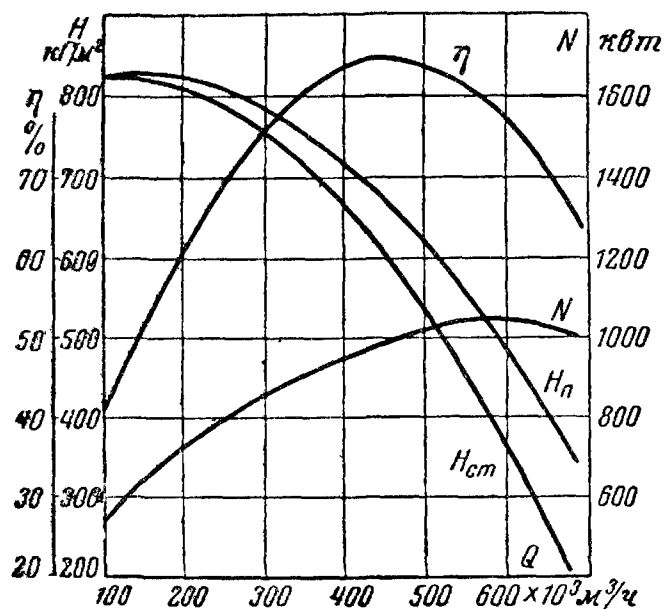


Рис. 22-54. Характеристики дутьевого вентилятора ВД-32-Н.

$n = 730 \text{ об/мин}; t = 30^\circ \text{С}.$

Вентиляторы могут перемещать огромные количества воздуха (до $700\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и выше), но создают небольшое избыточное давление (до $1\,000\text{—}1\,500 \text{ кг/м}^2$).

Вентиляторы разделяются на центробежные и осевые. В центробежных вентиляторах среда перемещается от центра к периферии и затем поступает в специальный улиточный кожух (рис. 22-52).

В осевых вентиляторах среда перемещается в осевом направлении. Осевые вентиляторы имеют более высокий к. п. д., достигающий до $85\text{—}90\%$, но они развивают в одной ступени относительно небольшое давление. У центробежных машин к. п. д. несколько ниже (даже у лучших образцов он не превышает $80\text{—}85\%$)*, но они проще по конструк-

* Коэффициент полезного действия центробежных вентиляторов, установленных в настоящее время на электростанциях, ниже и находится в пределах $68\text{—}72\%$.

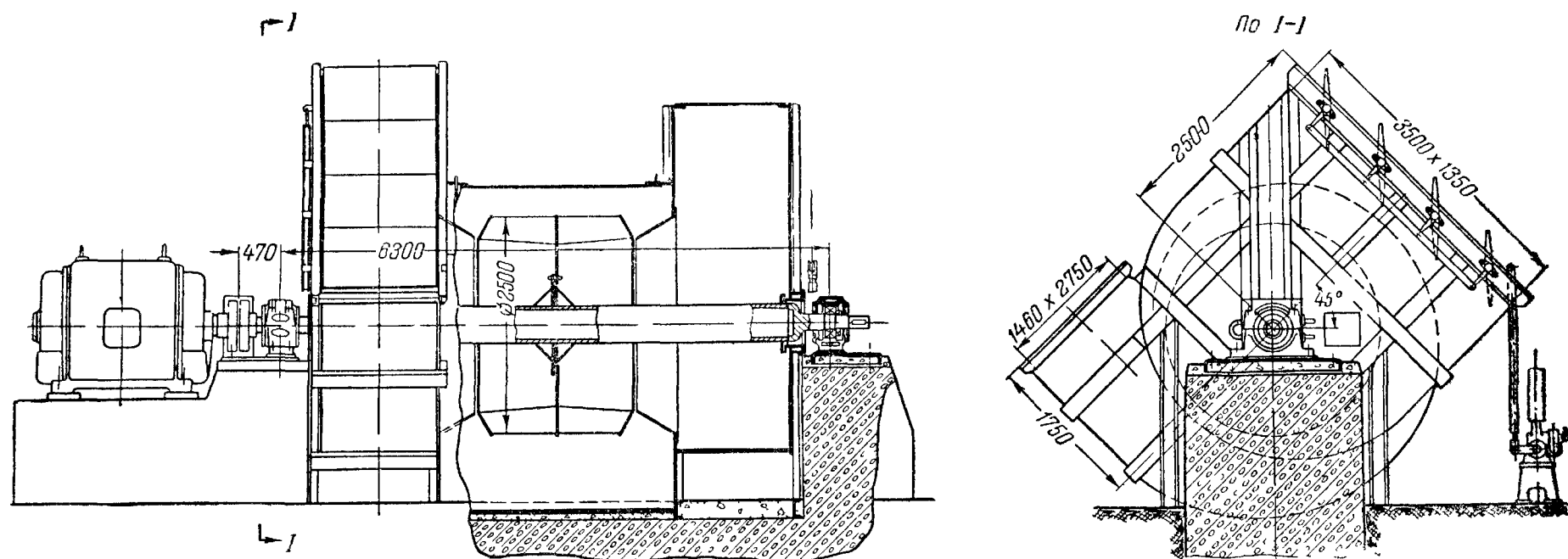


Рис. 22-55. Общий вид дымососа Д-25 × 2-III.

Расчетная производительность $700\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ при полном давлении 400 мм вод. ст. и температуре газов 100°С ; $n = 490\text{ об/мин.}$

ции и могут строиться во всем практически необходимом диапазоне напоров.

Центробежный вентилятор состоит из всасывающего патрубка, рабочего колеса и спирального кожуха, оканчивающегося диффузором (рис. 22-53). Рабочее колесо состоит из вала с насаженным на него диском, на котором укрепляются лопасти.

Энергия, переданная вращающимся колесом потоку газов, большей частью затрачивается на повышение его давления; однако часть энергии расходуется на гидравлические потери, которые связаны с трением газа в канале между лопатками и кожухом с образованием вихрей и потерями на входе и выходе из колеса.

Давление, создаваемое вентилятором, и его к. п. д. не являются постоянными, а изменяются при постоянном числе оборотов в зависимости от производительности. Зависимости давления и к. п. д. вентилятора от нагрузки называются характеристиками вентилятора.

Характеристика дутьевого вентилятора типа ВД-32-Н показана на рис. 22-54.

Дымососы большей частью выполняются с двусторонним всасом (рис. 22-55). Во всасывающих карманах установлены упрощенные направляющие аппараты.

Регулирование производительности вентиляторов. Существует несколько способов регулирования производительности вентиляторов: шибберное, направляющими аппаратами, путем изменения числа оборотов.

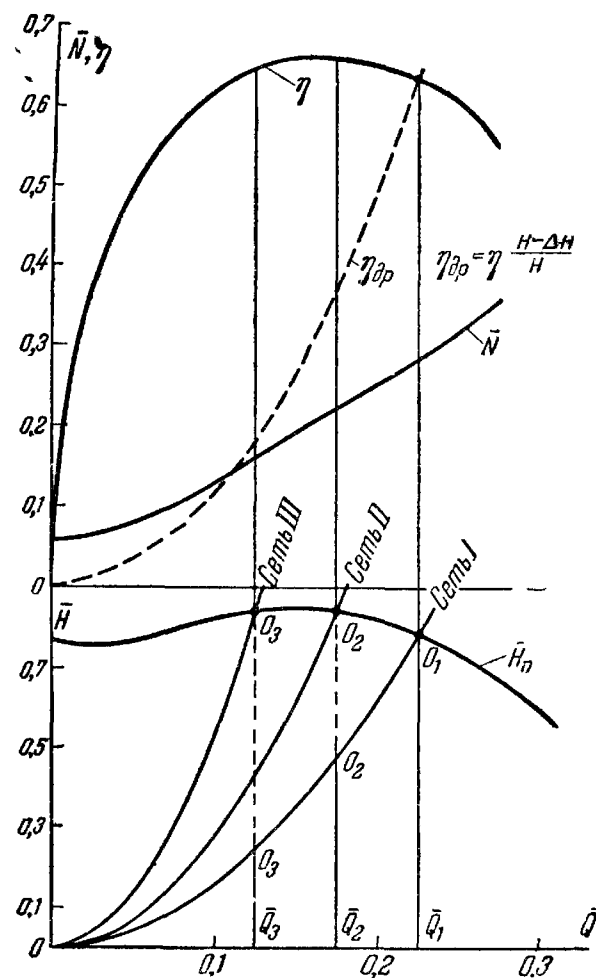


Рис. 22-56. Регулирование дросселем. Отрезки O_2-O_3 и O_1-O_2 определяют гидравлические потери в дросселе.

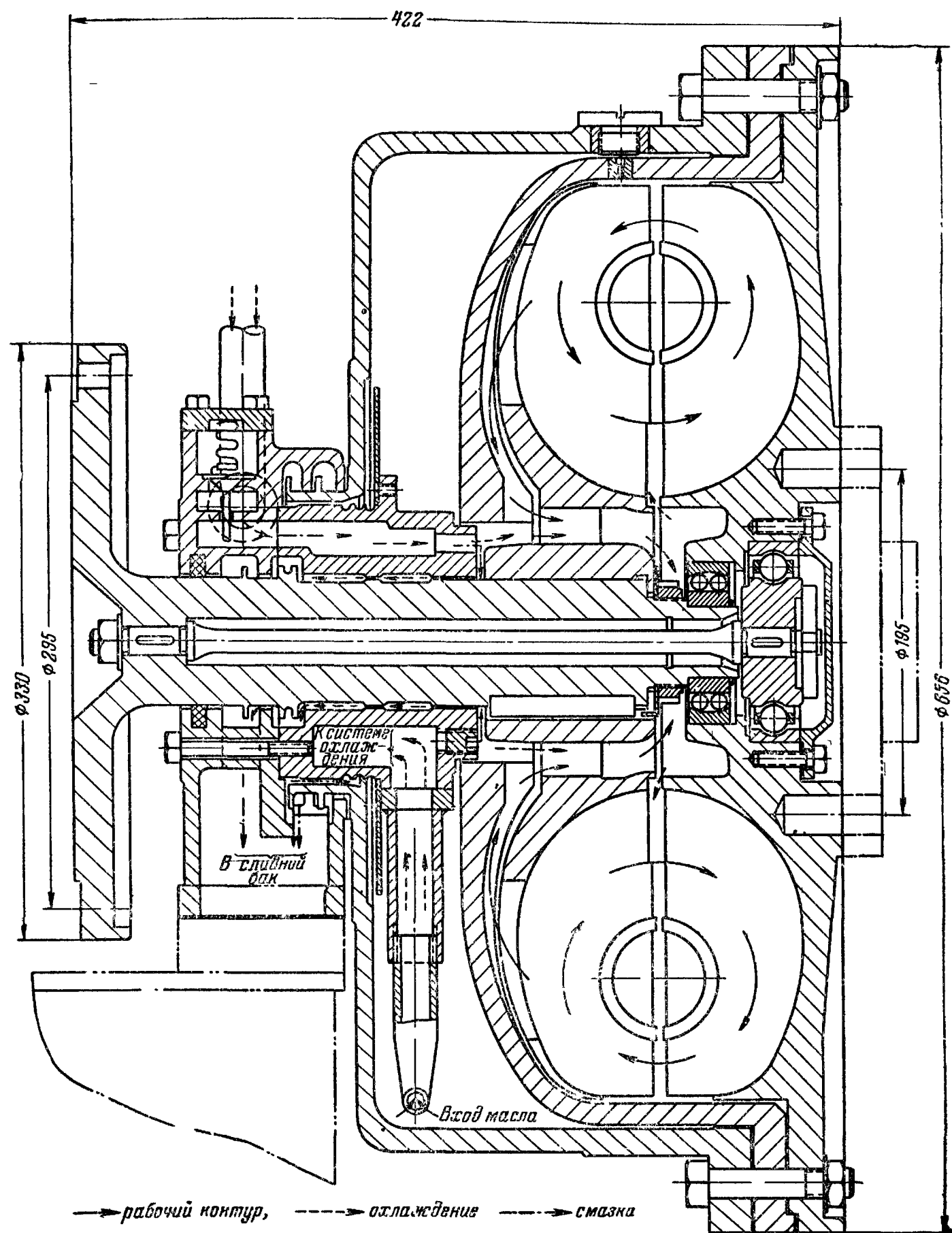


Рис. 22-57. Конструкция гидромукты.

В первых двух способах число оборотов колеса остается постоянным. При шибберном регулировании изменение расхода достигается искусственным увеличением сопротивления сети. При этом рабочая точка перемещается по характеристике (рис. 22-56). Новой нагруз-

ке отвечает новое значение к. п. д., также определяемое характеристикой вентилятора.

Шибберный способ — наименее экономичный, так как характеристика вентилятора остается в процессе регулирования неизменной.

При регулировании направляющими аппаратами изменение нагрузки происходит частично за счет дросселирования, частично за счет изменения характеристики вентилятора. Направляющий аппарат состоит из системы лопаток (две и более), которые образуют направленные каналы. В результате закручивания потока, проходящего через лопатки, изменяется характеристика вентилятора. Направление и величина скорости зависят от положения лопаток. Таким образом, регулирование производительности вентилятора определяется положением лопаток.

Характеристика вентилятора зависит от числа оборотов колеса. При снижении числа оборотов кривая $H—Q$ понижается примерно эквидистантно основной кривой. Точка пересечения кривой $H—Q$ с характеристикой сети в этом случае смещается в сторону снижения нагрузки. Производительность зависит примерно от квадрата числа оборотов, а мощность — от куба.

Число оборотов можно изменять различными способами как при переменном, так и при постоянном числе оборотов привода. Переменное число оборотов привода легко достигается в коллекторных двигателях постоянного тока и турбинных приводах. Однако в дымососных установках они не получили широкого распространения. Электромоторы постоянного тока дороги и мало надежны в работе. Турбопривод имеет невысокий к. п. д.

При постоянном числе оборотов привода переменное число оборотов ротора вентилятора может быть получено путем применения магнитных и гидравлических муфт.

Конструкция гидравлической муфты представлена на рис. 22-57. Гидромуфта состоит из трех основных частей: корпуса с ведущим колесом, соединенным с валом привода; вала с ведомым колесом, соединенным с ротором механизма; неподвижного клапанного корпуса, служащего для подачи и слива масла. При вращении двигателя ведущее колесо гидромуфты захватывает масло и в верхней части отбрасывает его на ведомое колесо. При этом ведомое колесо начинает вращаться. Число оборотов ведомого колеса зависит от количества масла в гидромуфте. Чем больше масла в гидромуфте, тем больше число оборотов ведомого вала.

Во время работы гидромуфты масло за счет потерь нагревается. Охлаждение масла происходит в специальных холодильниках, включенных на линиях циркуляции масла.

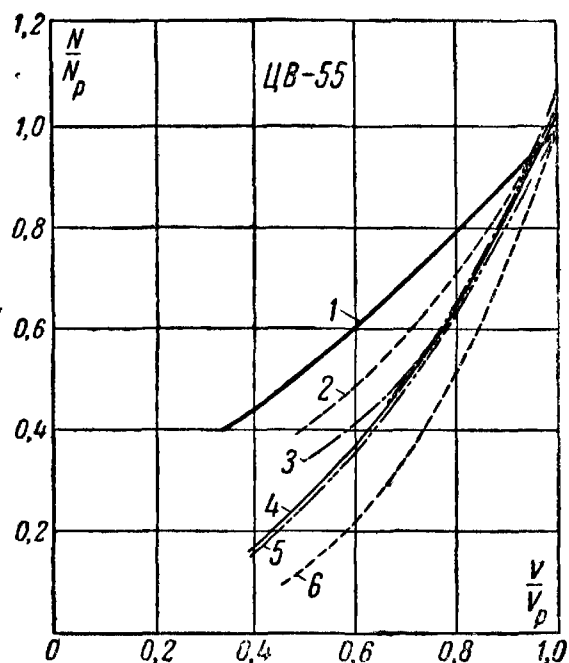


Рис. 22-58. Зависимость мощности от глубины регулирования вентилятора ЦВ-55.

1 — дросселирование; 2 — упрощенный направляющий аппарат; 3 — осевой направляющий аппарат; 4 — гидромуфта; 5 — реостат в цепи ротора; 6 — идеальный способ регулирования (изменение числа оборотов при неизменном к. п. д. двигателя).

Часть масла из гидромуфты захватывается загнутой трубкой и под действием давления, развиваемого центробежной силой, направляется в холодильник. Из холодильника масло через неподвижную коробку снова поступает в гидромуфту. Увеличение или уменьшение количества масла в гидромуфте достигается включением реверсивного зубчатого насоса. Необходимый запас масла для регулирования муфты находится в специальной бачке.

Коэффициент полезного действия гидромуфты в зависимости от числа оборотов вентилятора выражается формулой

$$\eta_2 = 0,98 \frac{\eta_s}{\eta_{\text{двиг}}}$$

Таким образом, к. п. д. гидромуфты снижается с уменьшением числа оборотов вентилятора. Наибольший к. п. д. гидромуфты имеет при максимальном числе оборотов вентилятора, которое на 2—3% меньше, чем число оборотов мотора. Обычно при помощи гидромуфты число оборотов вентилятора изменяют до 60% максимального значения.

Часто применяется смешанное регулирование: двухскоростным электродвигателем и направляющим аппаратом. При этом способе регулирования повышается эксплуатационная экономичность регулирования при частичных нагрузках вентилятора.

На рис. 22-58 представлена кривая изменения потребной мощности от расхода вентилятора при различных способах регулирования.

Как видно из этих кривых, наиболее экономичным является регулирование изменением числа оборотов, особенно в случае переменного числа оборотов двигателя. Наименее экономичным является дроссельное регулирование. Двухскоростной двигатель и направляющие аппараты позволяют иметь достаточно экономичное регулирование.

Тяго-дутьевые механизмы должны обеспечить требуемые производительность и напор при минимальном расходе электроэнергии. На выбор механизмов оказывают влияние условия эксплуатации котла и выбранный способ регулирования.

В большинстве случаев требуемую производительность можно обеспечить одним или несколькими механизмами. На максимальной нагрузке использование одного, более мощного механизма всегда экономичнее, чем установка двух и большего количества. Чем больше мощность центробежной машины, тем выше ее к. п. д. В тех случаях, когда агрегат работает большую часть времени на макси-

мальных нагрузках, целесообразно устанавливать один агрегат большой мощности. Однако и при этом часто устанавливают два параллельно работающих вентилятора, что создает некоторый резерв.

Если котел длительно работает на пониженных нагрузках, бывает целесообразна установка двух механизмов, причем каждый должен обеспечивать производительность, несколько большую половины. В случае параллельной работы выбираются механизмы с определенными характеристиками.

При регулировании нагрузки изменением числа оборотов бывает целесообразной установка одного вентилятора, даже при условии длительной работы котла на частичных нагрузках. Естественно, что при использовании одного механизма надежность его работы должна быть высокой.

Для выбора вентилятора (дутьевого или дымососа) надо знать расход воздуха или газа и величину всех сопротивлений по тракту. Производительность дымососной установки подсчитывается по данным теплового расчета, а величина необходимого напора — по данным расчета гидравлических сопротивлений.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ТРЕТЬЯ

РАБОТА КОТЛА ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ. ПОНЯТИЕ О НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССАХ

23-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Паропроизводительность котла в процессе эксплуатации может изменяться в широких пределах, определяемых режимом работы станции. На электростанциях, несущих базовую нагрузку, котельные агрегаты обычно длительно работают в диапазоне нагрузок от максимальной (номинальной) до 50—60% от нее. На всех этих нагрузках котел должен работать надежно и экономично. Более низкие нагрузки поддерживаются эпизодически, например во время растопки, останова, при повреждении вспомогательного оборудования и т. п. Экономичность работы на небольших нагрузках всегда меньше. Однако и при таких нагрузках должна быть обеспечена высокая надежность работы всех элементов котла.

На пиковых станциях диапазон нагрузок расширяется за счет снижения нижнего предела паропроизводительности.

Номинальная нагрузка является расчетной; исходя из нее, определяют размеры поверхностей нагрева при заданных параметрах пара и к. п. д. котла. Нижний предел длительной нагрузки зависит от типа котла, вида топлива и способа его сжигания.

Условия надежности в работе поверхностей нагрева котлов с многократно-принудительной циркуляцией практически не ставят ограничений для величины минимальной длительно поддерживаемой нагрузки. В большинстве случаев эта нагрузка находится в пределах 5—10% номинальной. При наличии радиационных настенных пароперегревателей минимальная длительная нагрузка обычно выше и составляет 25—40%. При более низких нагрузках охлаждение пароперегревательных труб, расположенных в топке, может быть недостаточным. В прямоточных котлах минимальная длительная нагрузка выбирается из условий надежной работы испарительных

экранных труб и обычно составляет 25—30% номинальной.

При низких нагрузках может иметь место неустойчивое горение топлива, что приводит к ограничению величины минимальной нагрузки. С уменьшением нагрузки температурный уровень в топке снижается. При этом температурный уровень, отвечающий равенству количества тепла, выделенного при сжигании топлива, и отведенного, может быть таким, при котором нарушится устойчивое воспламенение, и тогда горение прекратится. Эта величина минимальной нагрузки зависит от свойств топлива, конструкции топки, горелочных устройств, температуры аэросмеси и пр. В процессе эксплуатации она определяется экспериментально. Наибольшие ограничения накладывают топлива с малой реакционной способностью. Так, например, тепловая нагрузка камерных топок, при которых обеспечивается устойчивое горение антрацита, обычно составляет 60—75% номинальной. При необходимости более низкие нагрузки поддерживаются в этом случае дополнительным включением мазутных форсунок или газовых горелок, так как газовое и жидкое топлива устойчиво горят при самых низких тепловых нагрузках, хотя и с некоторым снижением полноты сгорания.

Заданная нагрузка котла обеспечивается подачей определенного количества воды, топлива, воздуха и удалением продуктов сгорания. Эти величины связаны уравнениями энергетического и материального баланса и уравнениями теплопередачи.

Уравнение энергетического баланса выражает равенство между приходом и расходом тепла. Для установившегося режима оно запишется в виде:

$$B_p Q_p^* \eta = D (i''_{n.n} - i_{n.s}) + D_{np} (i_{кпн} - i_{n.s}). \quad (23-1)$$

Уравнения материального баланса, связывающие расход топлива с расходом воздуха и продуктов сгорания, записываются следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} V_s &= (\alpha_m - \Delta \alpha_m - \Delta \alpha_{n.c}) V_s^0 B_p \text{ нм}^3/\text{ч}; \\ V_z &= [V_{c.2}^0 + (\alpha_{yx} - 1) V_s^0 + V_{H_2O}] B_o \text{ нм}^3/\text{ч}, \end{aligned} \right\} \quad (23-2)$$

где V_s и V_z — объемные расходы воздуха и дымовых газов, $\text{нм}^3/\text{ч}$.

В стационарном режиме расход питательной воды равен расходу пара и величине продувки:

$$D_{n.s} = D + D_{np}. \quad (23-3)$$

Уравнение теплопередачи для котла в целом может быть записано в следующем виде:

$$B_p Q_p^* \eta = \Sigma H k \Delta t. \quad (23-4)$$

Котельный агрегат может работать при заданной нагрузке с различным к. п. д., который зависит от избытка воздуха в топке, величины присосов в газоходах, тонкости помола пыли и пр.

Режим работы котла характеризуется величиной нагрузки и совокупностью значений параметров, определяющих ту или иную экономичность процесса производства пара. Режим работы котла, при котором заданная нагрузка обеспечивается с наибольшим к. п. д., называется *наивыгоднейшим* или *оптимальным*. В задачу эксплуатации входит поддержание наивыгоднейшего режима работы котельного агрегата.

Каждому режиму работы котла отвечают определенные значения параметров рабочего тела и газа соответственно по водопаровому и газовому трактам котла. При эксплуатации эти параметры служат для целей контроля и регулирования рабочих процессов в котле.

Если значения всех параметров, определяющих режим работы котла в течение длительного времени, остаются неизменными, то такой режим является *стационарным* (установившимся). Однако режим работы котла никогда не бывает в полной мере стационарным, так как параметры, характеризующие его, отклоняются в ту и другую стороны от среднего значения вследствие происходящих изменений в тепловыделении топки, подаче воздуха и пр. Если эти отклонения от стационарного режима незначительны, то такой режим называется *постоянным*. Таким образом, постоянный режим является некоторым приближением к стационарному. Чем лучше сконструирован котельный агрегат и чем лучше его эксплуатация, тем меньше подобные отклонения при постоянном режиме, тем больше постоянный режим приближается к стационарному. Таким образом, задачей регулирования работы котла при заданной производительности является приближение постоянного режима к стационарному.

При переходе от одного стационарного (постоянного) режима к другому параметры, характеризующие работу котла, изменяются от одного установившегося значения к другому. С точки зрения регулирования работы котла и определения условий его надежной работы большее значение имеет поведение котла в момент изменения режима, которое связано

с нарушением материального и энергетического баланса. Процессы, которые происходят при этом, называются переходными или неустойчившимися.

Форма кривой изменения параметров во времени при переходных процессах определяется конструкцией, режимом работы котла до нарушения равновесия, видом и величиной возмущения и пр. Изучение закономерностей, которые имеют место при переходных процессах, является чрезвычайно сложной задачей.

Знание закономерностей изменения основных параметров при переходных процессах необходимо для выбора схем и аппаратуры автоматического регулирования. На действующих котлоагрегатах такие характеристики получают при проведении специальных испытаний. При проектировании котла, особенно головного образца на новые параметры пара, надо знать его динамические характеристики. Учет особенностей поведения котла при переходных процессах позволяет создать конструкцию, обладающую наиболее благоприятными эксплуатационными свойствами. Для этой цели используются аналитические методы расчета, дающие возможность с некоторым приближением определять инерционные характеристики котла.

При эксплуатации приходится изменять паропроизводительность котла в соответствии с нагрузкой турбин. Работа котла с различной паропроизводительностью называется переменным режимом. Как видно из уравнений материального и энергетического баланса, изменение нагрузки котла обеспечивается изменением подачи питательной воды, топлива, воздуха и количества удаляемых дымовых газов. Переменный режим состоит из последовательно проходимых постоянных режимов.

23-2. СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Для определения наивыгоднейшего режима работы котла надо знать так называемые статические характеристики котла. Статические характеристики показывают изменение параметров, характеризующих работу котла при разных стационарных режимах. Статические характеристики всегда относятся к определенному объекту и являются его свойством.

Изменение топочного режима. Топочный режим определяется избытком воздуха, качеством подготовки топлива (например, фракционным составом пыли), величиной разрежения (давления) в топке. Топочный режим также зависит от распределения воздуха между потоками первичного и вторичного рас-

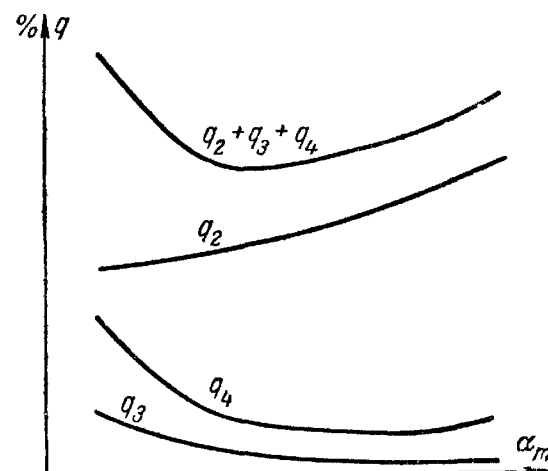


Рис. 23-1. Потери тепла в котле при изменении избытка воздуха.

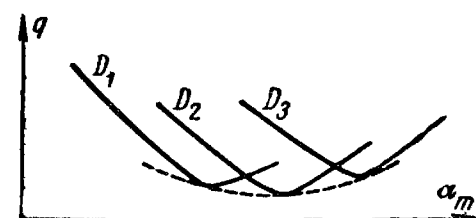


Рис. 23-2. Зависимость оптимального избытка воздуха от нагрузки.

пределения топлива и воздуха по отдельным горелкам.

Кривые изменения основных потерь тепла в зависимости от избытка воздуха в топке приведены на рис. 23-1. При этом остальные параметры — качество топлива, нагрузка и др. — приняты постоянными. С увеличением избытка воздуха температура газов по тракту котла растет; соответственно возрастает и потеря с уходящими газами. Возрастание температуры газов связано с тем, что при увеличении избытка воздуха снижается температурный уровень в топке и увеличивается водяной эквивалент газов, что приводит к уменьшению температурного напора, а следовательно, и тепловосприятия поверхностей нагрева. Снижение температурного напора особенно сильно происходит в воздушном подогревателе.

Потеря с механическим недожогом вначале падает, а затем возрастает. Увеличение механического недожога, несмотря на большой избыток воздуха, объясняется снижением температурного уровня в топке и сокращением времени пребывания пылевых частиц в топочной камере, из-за увеличения скорости газов в ней.

Если построить кривую суммарных потерь от величины избытка воздуха, то легко обнаружить наличие минимума, отвечающего оп-

тимальному значению избытка воздуха. При другой нагрузке в общем виде точки минимальных потерь сместятся (рис. 23-2). Очевидно, что наивыгоднейшим режимом в некотором диапазоне нагрузок будет кривая, огибающая экстремальные точки. Поэтому для получения наибольшего к. п. д. котла воздушный режим при разных нагрузках следует поддерживать по оптимальной кривой.

Статические характеристики, указанные на рис. 23-1 и 23-2, находятся для каждого котельного агрегата путем проведения соответствующих тепловых исследований работы котла на различных режимах. Знание статических характеристик позволяет для каждой нагрузки выбрать определенный топочный режим, отвечающий наибольшей экономичности.

При работе котла с разными избытками воздуха имеет место перераспределение величины тепловосприятия между радиационными и конвективными поверхностями нагрева (рис. 23-3). Чем больше избыток воздуха, тем больше доля тепловосприятия конвективных и меньше доля тепловосприятия радиационных поверхностей нагрева. С увеличением избытка воздуха снижается температурный уровень в топочной камере; тем самым количество переданного тепла уменьшается. Соответственно несколько увеличивается температура газов в конце топки. Это наряду с возрастанием коэффициента теплопередачи за счет увеличения скорости газов повышает тепловосприятие конвективных поверхностей нагрева. В барабанных котлах это приводит к изменению температуры пара, а в прямоточных еще и к перемещению границ между испарительными и перегревательными поверхностями.

Влияние влажности топлива. На рис. 23-4 приведены кривые изменения основных параметров, характеризующих работу котла при сжигании топлива с разной приведенной влажностью. С увеличением влажности топлива снижается теоретическая температура горения, так как выделенное в топке тепло

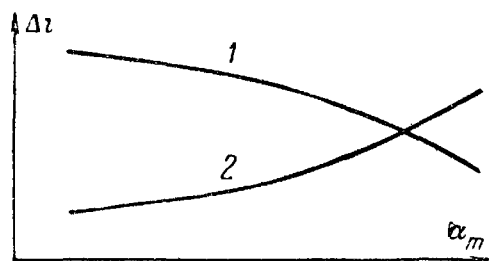


Рис. 23-3. Зависимость величины приращения энтальпии рабочего тела в радиационных и конвективных поверхностях нагрева от избытка воздуха.

1 — радиационные поверхности; 2 — конвективные.

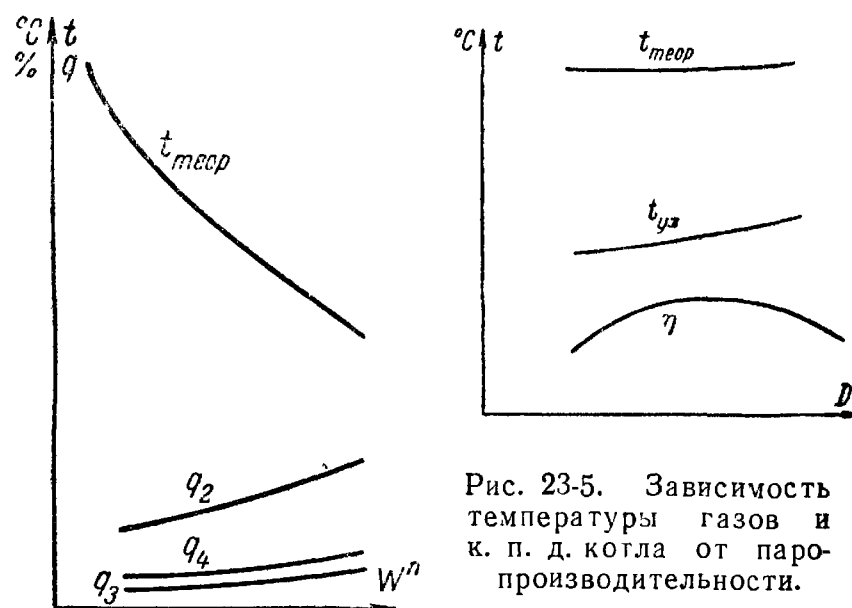


Рис. 23-4. Зависимость характеристик работы топки от приведенной влажности топлива.

затрачивается на нагрев увеличенного объема продуктов сгорания за счет прироста объема водяных паров. В результате понижается температурный уровень в топке, особенно в ядре факела, что ухудшает протекание процесса горения и повышает топочные потери.

Кроме того, возрастание влажности топлива увеличивает потерю тепла с уходящими газами за счет повышения их объема и температуры.

Изменение влажности топлива приводит к перераспределению тепловосприятия между радиационными и конвективными поверхностями нагрева. Так, с увеличением приведенной влажности доля тепла, воспринимаемая конвективными поверхностями, растет, а радиационными — падает. Это сказывается на значении энтальпии рабочего тела за поверхностями нагрева котла.

Влияние нагрузки котла. При работе котла на разных нагрузках с определенным воздушным балансом характеристики котла изменяются, как показано на рис. 23-5.

С увеличением нагрузки температура газа по тракту котла растет. Это объясняется тем, что через ту же поверхность нагрева котла надо передать больше тепла при практически одинаковой начальной температуре газа (теоретическая температура газа почти не изменяется с нагрузкой котла). Поскольку коэффициент теплопередачи пропорционален нагрузке котла в степени, меньшей единицы, то увеличение тепловосприятия может произойти лишь за счет роста температурного напора т. е. повышения температуры газов.

Несмотря на повышение потери с уходящими газами, в большом интервале нагрузок к. п. д. котла меняется незначительно. Это связано с уменьшением топочных потерь и в окружающую среду при увеличении нагрузки котла.

При изменении нагрузки котла также происходит перераспределение тепловосприятия между конвективными и радиационными поверхностями нагрева. При этом влияние нагрузки аналогично влиянию влажности топлива. Так, с повышением нагрузки доля тепла, воспринимаемая радиацией, уменьшается, а конвекцией — возрастает. Это связано с особенностями радиационного и конвективного теплообмена. В результате этого температура перегретого пара в барабанных котлах с конвективным пароперегревателем повышается, а с радиационным пароперегревателем — падает при увеличении нагрузки.

Влияние температуры питательной воды. При пониженной температуре питательной воды для обеспечения заданной нагрузки котла приходится сжигать больше топлива, поскольку величина прироста энтальпии рабочего тела всегда больше, чем некоторое повышение к. п. д. котла за счет снижения температуры уходящих газов. В связи с этим доля тепла, воспринимаемая конвекцией, увеличивается (рис. 23-6).

В барабанных котлах это приводит к повышению температуры пара, а в прямоточных — к перемещению границ между водоподогревательными, испарительными и перегревательными поверхностями нагрева.

23-3. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ КОТЛОВ РАЗНЫХ ТИПОВ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ

Нестационарный режим работы котла вызывается нарушением материального и энергетического баланса и характеризуется изменением параметров во времени.

Нарушения стационарного, равновесного режима могут вызываться причинами по отношению к котлу внутренними и внешними. Внутренними возмущениями являются изменения тепловыделения топки, подачи питательной воды и воздушного режима. Внешними возмущениями являются нарушение баланса в выработке пара котлом и потребления его турбиной, вызванное изменением нагрузки турбогенератора, а также изменения температуры питательной воды.

В котлах разных типов (барабанных и прямоточных) изменения параметров при не-

стационарных процессах происходят различно и определяются принципом работы котлов этих типов.

Нестационарные процессы в барабанном котле

Водопаровой тракт этих котлов разделен на три части: экономайзерную, испарительную и перегревательную (рис. 23-7). Гидравлическая связь между этими поверхностями нагрева осуществляется посредством барабана котла, который разделяет потоки пара и воды.

При нормальной работе уровень воды в барабане котла изменяется в незначительных пределах. Выход из этих пределов приводит к нарушению нормального режима работы котла. При сильном снижении уровня воды в барабане нарушится работа опускной системы, что приведет к ухудшению циркуляции. При недопустимом превышении уровня может наступить заброс воды в пароперегреватель, в результате чего резко увеличится содержание примесей в паре.

Положение уровня воды регулируется изменением расхода питательной воды. Современные энергетические котлы имеют небольшой регулируемый объем воды в барабане котла. Поэтому значительные отклонения в расходе питательной воды от нормального недопустимы.

При обычном изменении расхода питательной воды тепловосприятие экономайзера изменяется в столь малых пределах, что его можно считать постоянным. Это объясняется тем, что коэффициент теплопередачи практически не зависит от скорости воды в экономайзере, так как его значение при средних расходах на несколько порядков больше коэффициента теплоотдачи от газов к стенке. Изменение расхода питательной воды также сравнительно мало сказывается на среднем

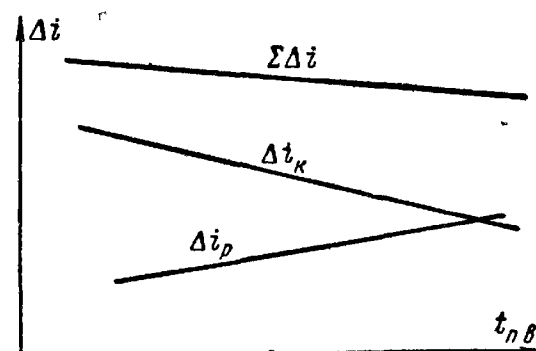


Рис. 23-6. Зависимость тепловосприятия конвективных и радиационных поверхностей нагрева от температуры питательной воды.

температурном напоре, так как он определяется главным образом величиной минимального напора на входе в экономайзер, который практически остается постоянным. Поэтому количество тепла, вносимого питательной водой в барабан котла, практически не зависит от расхода воды.

Количество пара, выработанного испарительной поверхностью нагрева, зависит от ее тепловой нагрузки и величины недогрева воды до кипения. Поскольку недогрев изменяется очень мало, то, следовательно, паропроизводительность целиком определяется значением тепловой нагрузки экранов и не зависит от расхода питательной воды.

В соответствии с разобранным при изменении подачи воды в барабанный котел начинает изменяться лишь положение уровня в барабане котла, а остальные параметры — паропроизводительность и температура пара — практически остаются постоянными.

Если подачу воды не восстановить в соответствии с уравнением материального баланса, то уровень воды может выйти из допустимых пределов, причем остальные параметры остаются постоянными вплоть до наступления аварийного режима.

Повышение тепловыделения в топке приводит к увеличению тепловой нагрузки всех поверхностей нагрева. В результате этого увеличится паропроизводительность котла. Температура пара при изменении тепловой нагрузки также в общем случае изменится. Однако величина и направление приращения температуры пара могут быть различными в зависимости от соотношения между конвективными и радиационными частями пароперегревателя.

На рис. 23-8 показано изменение параметров при увеличении тепловосприятости в котле с конвективным пароперегревателем. При этом возрастанию расхода пара с некоторым запаздыванием отвечает увеличение температуры перегретого пара. Если пароперегреватель имеет сильно развитую радиационную поверхность, то перегрев может понизиться при увеличении нагрузки. Приращение температуры пара зависит от вида пароперегревательной поверхности и в общем случае относительно невелико. Так, например, при увеличении тепловой нагрузки на 10% температура пара за конвективным пароперегревателем изменяется менее чем на 5—10°С.

При увеличении тепловой нагрузки уровень воды в барабане котла при неизменном питании изменится как вследствие увеличен-

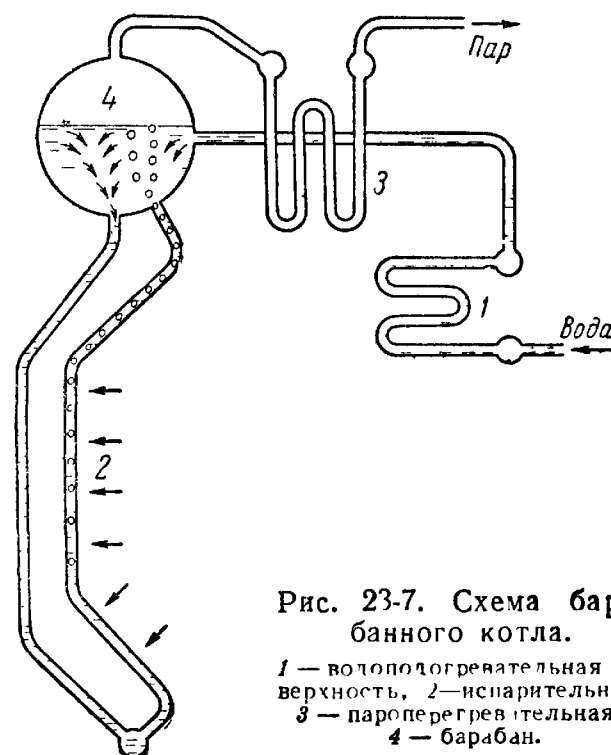


Рис. 23-7. Схема барабанного котла.

1 — водоподогревательная поверхность, 2 — испарительная; 3 — пароперегревательная; 4 — барабан.

ной паропроизводительности, так и за счет вытеснения части воды из кипяtilьных труб.

Каждому значению тепловой нагрузки отвечает определенное соотношение между объемами воды и пара, находящихся в кипяtilьных трубах. Объем, занимаемый паром, может быть выражен через среднее значение доли сечения, занятой паром, и геометрические размеры испарительных труб, т. е.

$$V_{n1} = n f \varphi_1 l_1, \quad (23-5)$$

где n , f , l — соответственно число, сечение и длина паросодержащей части кипяtilьных труб.

Индекс 1 относится к величинам, характеризующим начальный режим.

В новом стационарном режиме объем пара выразится уравнением (23-5) с индексами 2:

$$V_{n2} = n f \varphi_2 l_2. \quad (23-6)$$

Объем вытеснения будет определяться разницей объемов пара в первом и втором режимах:

$$\Delta V = n f (\varphi_2 l_2 - \varphi_1 l_1). \quad (23-7)$$

При увеличении тепловой нагрузки ΔV положительно, поэтому уровень в барабане в первый момент увеличится. При снижении тепловой нагрузки ΔV отрицательно и уровень в барабане котла вначале снизится.

Таким образом, объем вытеснения в барабанном котле определяет положение уровня

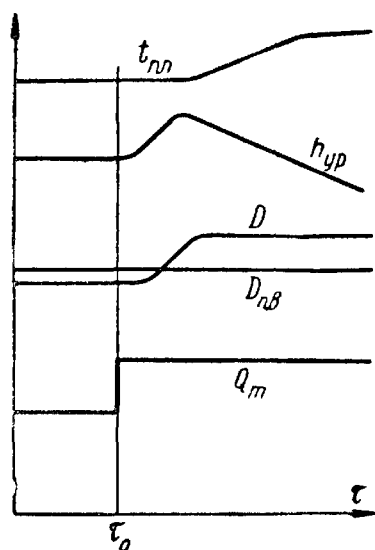


Рис. 23-8. Изменение паропроизводительности и температуры пара при увеличении тепловыделения в топке.

но не сказывается ни на паропроизводительности котла, ни на температуре перегретого пара.

Нестационарные процессы в прямоточном котле

В прямоточном котле нарушения материального и энергетического баланса проявляются иначе, чем в барабанном. Это связано с тем, что в прямоточном котле нет конструктивно фиксированных границ между водоподогревательными, испарительными и перегревательными поверхностями нагрева.

Упрощенная схема водопарового тракта прямоточного котла представлена на рис. 23-9. При стационарном режиме расход пара D равен расходу воды $D_{пв}$. При заданном расходе воды границы между водоподогревательной, испарительной и перегревательной частями прямоточного котла определяются интенсивностью обогрева этих поверхностей нагрева. При других значениях тепловой нагрузки или расхода питательной воды эти границы займут иные положения.

Так, при повышении обогрева длина водоподогревательного и испарительного участков уменьшается, а перегревательного соответственно возрастает. Увеличение поверхности перегревателя наряду с повышением интенсивности его обогрева приводит к сильному увеличению температуры перегретого пара. Паропроизводительность в новом стационарном режиме остается прежней, равной подаче питательной воды в котел. Напротив, при пони-

жении обогрева возрастет величина водоподогревательной и испарительной поверхностей, а перегревательной соответственно сократится, что приведет к снижению температуры пара (рис. 23-10).

При постоянном обогреве границы между водоподогревательной, испарительной и перегревательной поверхностями нагрева определяются величиной расхода питательной воды. При снижении расхода питательной воды уменьшаются водоподогревательная и испарительная поверхности и соответственно вырастет пароперегревательная (рис. 23-11). При увеличении расхода питательной воды наблюдается обратная картина.

При пропорциональных изменениях расхода питательной воды и интенсивности обогрева границы между зонами останутся неизменными. При этом температура пара сохранится примерно на прежнем уровне, а паропроизводительность котла изменится.

Положение границ отдельных зон в стационарном режиме может быть легко определено на основании уравнения теплового баланса:

$$\left. \begin{aligned} l_{эк} &= \frac{(i' - i_{пв}) D}{q_{эк}^l}; \\ l_{исп} &= \frac{r D}{q_{исп}^l}; \\ l_{пг} &= L - (l_{эк} + l_{исп}), \end{aligned} \right\} \quad (23-8)$$

где L , $l_{эк}$, $l_{исп}$, $l_{пг}$ — длины соответственно всей поверхности, экономайзера, испарительной и пароперегревательной поверхностей, м;

$q_{эк}^l$, $q_{исп}^l$, $q_{пг}^l$ — тепловая нагрузка, на 1 пог. м поверхности нагрева, ккал/м·сек;

$D = D_{пв}$ — расход пара и питательной воды, кг/сек;

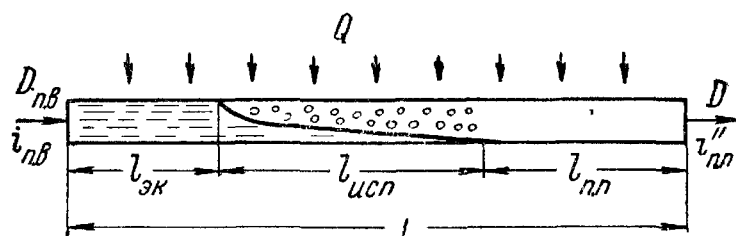


Рис. 23-9. Схема водопарового тракта прямоточного котла.

Энтальпия пара за пароперегревательной поверхностью нагрева

$$i''_{nn} = i'' + \frac{[L - (l_{эж} + l_{исн})] q^l_{nn}}{D}, \quad (23-9)$$

где i''_{nn} , i'' — энтальпия пара на выходе из котла и сухого насыщенного пара, ккал/кг .

После подстановки в уравнение (23-9) значения длины водоподогревательного и испарительного участков из уравнений (23-8) получим:

$$i''_{nn} = i'' + \frac{\left[L - \left(\frac{\Delta i_{эж}}{q^l_{эж}} + \frac{r}{q^l_{исн}} \right) D \right] q^l_{nn}}{D}. \quad (23-10)$$

В случае постоянства величины удельной тепловой нагрузки по длине обогреваемой трубы из уравнения (23-10) получим значение энтальпии пара в стационарном режиме:

$$i''_{nn} = i'' + \frac{L q^l}{D} - (\Delta i_{эж} + r). \quad (23-11)$$

Приращение энтальпии пара при изменениях расхода воды и интенсивности обогрева может быть найдено как разница между энтальпиями, подсчитанными по уравнению (23-11) для разных значений q^l и D :

$$\Delta i_{nn} = L \left(\frac{q^l_2}{D_2} - \frac{q^l_1}{D_1} \right). \quad (23-12)$$

В этом уравнении индексы 1 и 2 относятся соответственно к первому и второму режимам.

Отношения тепловых нагрузок и расходов воды в первом и втором режимах выразим соответственно как

$$n_m = \frac{q^l_2}{q^l_1} \quad \text{и} \quad n_{зудр} = \frac{D_2}{D_1}. \quad (23-13)$$

Тогда уравнение (23-12) можно привести к виду

$$\begin{aligned} \Delta i_{nn} &= \frac{L q^l_1}{D_1} \frac{(n_m - n_{зудр})}{n_{зудр}} = \\ &= (i''_{nn} - i_{n.s})_1 \frac{(n_m - n_{зудр})}{n_{зудр}}. \end{aligned} \quad (23-14)$$

Первый член правой части означает приращение энтальпии в котле при расчетном режиме.

Из уравнения (23-14) следует, что при пропорциональных изменениях тепловой нагрузки и расхода воды ($n_m = n_{зудр}$) температура пара остается неизменной.

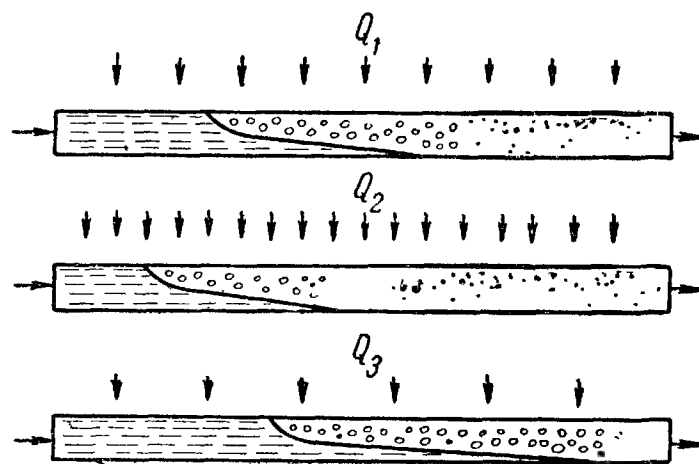


Рис. 23-10. Положения границ по водопаровому тракту при различной интенсивности обогрева ($Q_2 > Q_1 > Q_3$).

При увеличении тепловой нагрузки и постоянном расходе воды ($n_{зудр} = 1$) приращение энтальпии в перегревателе увеличится и будет равно

$$\Delta i_{nn} = (i''_{nn} - i_{n.s})_1 (n_m - 1).$$

Например, для котла с $p = 100 \text{ атм}$ при общем приращении энтальпии рабочего тела, равном $(i''_{nn} - i_{n.s})_1 = 600 \text{ ккал/кг}$ и увеличении тепловой нагрузки на 10% энтальпия пара увеличится на 60 ккал/кг , чему отвечает увеличение температуры пара примерно на 100°C .

Уменьшение расхода воды на 10% ($n_{зудр} = 0,9$) при постоянном обогреве приведет к увеличению энтальпии пара на 67 ккал/кг и соответственному возрастанию температуры пара на 110°C .

Таким образом, в прямоточном котле даже небольшие отклонения в обогреве или расходе питательной воды приводят к значительному изменению температуры пара. При этом расход пара или остается постоянным (при изменении только обогрева), или изменяется в соответствии с расходом воды.

Следовательно, в прямоточном котле основным показателем нарушения баланса между тепловыделением и подачей питательной воды в котел будут изменения энтальпии и температуры пара. Поэтому при нормальной работе котла необходимо точно поддерживать соответствие между расходом воды и тепловой нагрузкой.

Вместе с тем в прямоточном котле можно поддерживать любое заданное значение температуры перегретого пара при любых нагрузках и режимах работы котла.

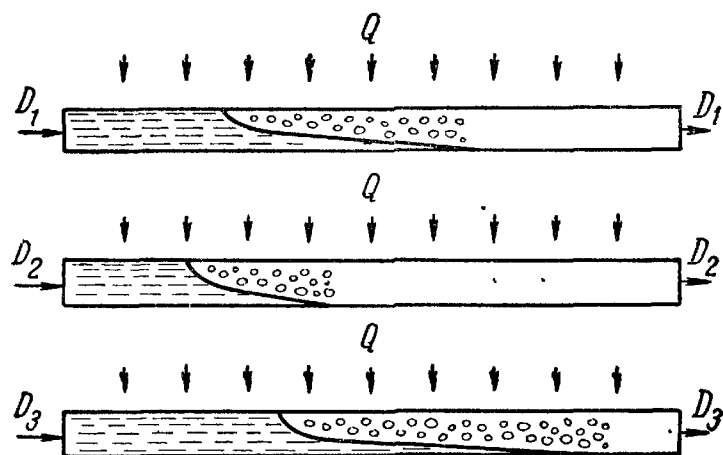


Рис. 23-11. Положение границ по водопаровому тракту при различных расходах питательной воды и постоянном обогреве.

Каждый стационарный режим имеет вполне определенные границы между зонами подогрева воды, испарения и перегрева и соответственно характеризуется определенным содержанием воды и пара. Поэтому при переходе от одного режима к другому изменяются не только границы между зонами, но и вес рабочего тела в трубах котлоагрегата. На рис. 23-12 условно показано изменение доли сечения трубы, занятой водой и паром, для двух режимов.

При переходе с одного режима на другой сечение трубы, занятое водой, изменяется на величину площадки, ограниченной кривыми значений φ , построенными для двух режимов. Это сечение и отвечающие ему объем и вес среды называют соответственно переменными сечением (Δf м²), объемом (ΔV м³) и весом среды (ΔG кг). Вес среды связан с объемом соотношением

$$\Delta G = \Delta V (\gamma' - \gamma''). \quad (23-15)$$

В момент перехода от одного режима к другому равенство между расходами воды и пара нарушается, так как часть поступающей воды аккумулируется в объеме труб. Та-

ким образом, при переходном режиме имеет место равенство

$$D = D_{н.с} + \frac{\partial \Delta G}{\partial \tau}. \quad (23-16)$$

Расход пара будет больше или меньше расхода воды в зависимости от того, увеличивается или снижается емкость среды в трубах котла.

На рис. 23-13 схематически показано изменение расхода пара в течение переходного процесса. В установившемся состоянии расход пара равен расходу воды. После увеличения тепловой нагрузки расход пара на некоторое время увеличивается и превышает расход питательной воды. Заштрихованная площадка характеризует прирост расхода пара, равный значению переменного веса среды. При уменьшении подачи воды в течение некоторого времени расход пара остается на прежнем уровне, а затем уменьшается до величины, равной новому значению расхода воды.

Прирост расхода пара в переходный период может оказать существенное влияние на

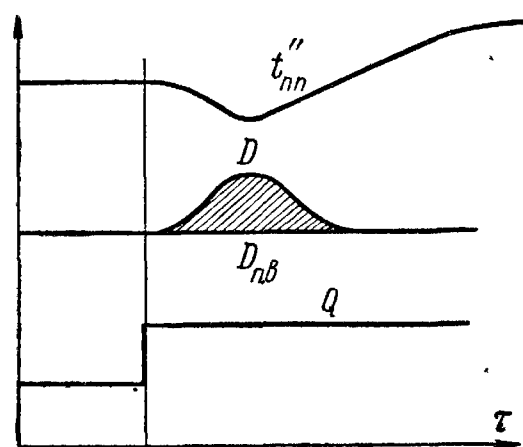


Рис. 23-13. Изменение расхода пара при увеличении тепловой нагрузки.

характер изменения температуры пара. На рис. 23-14 приведен график изменения температуры пара в прямоточном котле при увеличении тепловой нагрузки. Как видно из этого графика, в момент увеличения расхода пара температура пара по тракту котла резко снижается. Это объясняется тем, что приращение тепловосприятия пароперегревателя значительно меньше, чем увеличение расхода пара, вызванное вытеснением части воды из труб или повышением расхода топлива.

Если переменная емкость мала, то температура пара после нанесения возмущения будет изменяться монотонно. Например, при

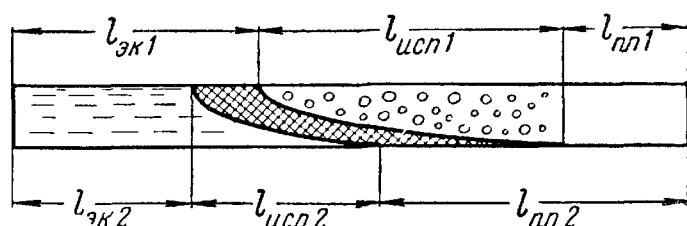


Рис. 23-12. Изменение доли сечения, занятой паром и водой при перемещении границ по водопаровому тракту.

увеличении тепловосприятия она будет возрастать (рис. 23-15), причем в первый период скорость изменения температуры пара очень мала. Характер изменения температуры зависит от глубины возмущения и величины аккумулирующей способности пароперегревателя.

Суммарная величина переменной емкости может быть легко определена. Согласно обозначениям на рис. 23-12 объем воды на водоподогревательном и испарительном участке в первом и втором режимах равен

$$\left. \begin{aligned} V_{s1} &= l_{\partial k1} f + (1 - \bar{\varphi}_1) f l_{ucn1}; \\ V_{s2} &= l_{\partial k2} f + (1 - \bar{\varphi}_2) f l_{ucn2}, \end{aligned} \right\} \quad (23-17)$$

где индексы 1 и 2 соответственно относятся к первому и второму режимам.

Переменный вес среды согласно уравнениям (23-15) и (23-17) равен

$$\Delta G = [(l_{\partial k2} - l_{\partial k1}) + (1 - \bar{\varphi}_2) l_{ucn2} - (1 - \bar{\varphi}_1) l_{ucn1}] f (\gamma' - \gamma''). \quad (23-18)$$

Средняя доля сечения, занятого паром, может быть подсчитана по уравнению

$$\begin{aligned} \bar{\varphi} &= \frac{1}{l_{ucn}} \int_0^{l_{ucn}} c \frac{\gamma'}{\gamma' - \gamma''} \times \\ &\times \frac{q^l \frac{(\gamma' - \gamma'')}{f \gamma' \gamma'' r} x}{w_0 + \frac{q^l (\gamma' - \gamma'')}{f \gamma' \gamma'' r} x} dx, \end{aligned} \quad (23-19)$$

которое после интегрирования дает:

$$\bar{\varphi} = c\beta = c \frac{\gamma'}{\gamma' - \gamma''} \left(1 - \frac{\gamma''}{\gamma' - \gamma''} \ln \frac{\gamma'}{\gamma''} \right). \quad (23-20)$$

Из уравнения (23-20) видно, что среднее значение доли сечения трубы, занимаемой паром, определяется только величинами физических констант и является одинаковым для всех режимов.

Окончательно переменный вес среды будет получен после подстановки в уравнение (23-18) значений длин экономайзерного и испарительного участков из уравнения (23-8):

$$\begin{aligned} \Delta G &= \frac{D_1}{q_1^l} \frac{(n_{\text{экодр}} - n_m)}{n_m} f (\gamma' - \gamma'') \times \\ &\times [\Delta i_{\partial k} + r(1 - \bar{\varphi})]. \end{aligned} \quad (23-21)$$

Из этого уравнения видно, что переменная емкость зависит от величины возмущения,

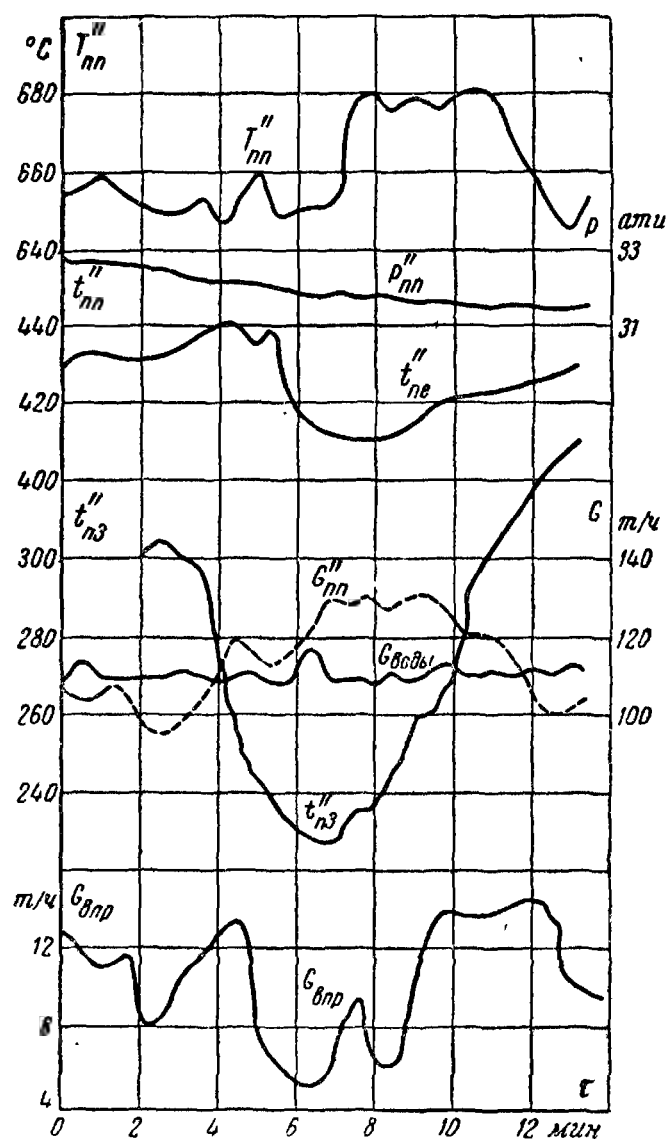


Рис. 23-14. Изменение параметров пара на котле типа 200-35 x 2.

t''_{nn}, t''_{n3} — температура газа и пара за пароперегревателем;
 $G_{\text{пв}}, G_{\text{пп}}, G_{\text{впр}}$ — расходы питательной воды, пара и впрыска.

расхода воды через виток, тепловой нагрузки, приращения энтальпии на водоподогревательном участке и значения физических констант, определяемых давлением.

С повышением давления при прочих равных условиях переменная емкость снижается за счет уменьшения разности удельных весов пара и воды, величины теплоты парообразования. Среднее значение объемного паросодержания и доли сечения, занятой паром, изменяется сравнительно слабо. На рис. 23-16 показана построенная по уравнению (23-20) зависимость φ и β от давления.

При данном рабочем давлении котла переменную емкость можно снизить путем уменьшения диаметра водоподогревательных и парообразующих труб.

С увеличением тепловой нагрузки, как следует из уравнения (23-21), переменная емкость

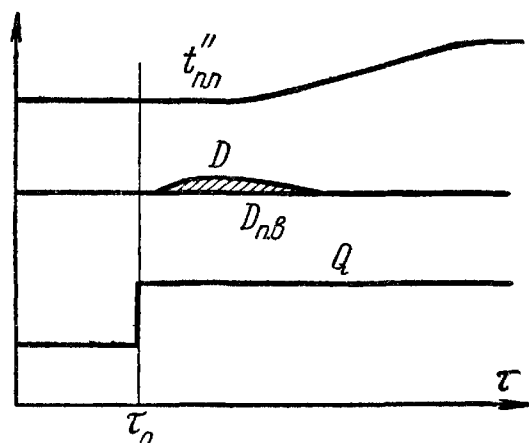


Рис. 23-15. Изменение параметров пара при увеличении тепловосприятности для котла с малой величиной переменной емкости.

снижается. Для котлов умеренного давления с целью снижения переменной емкости целесообразно иметь повышенные тепловые нагрузки в области начала испарительной части, где сосредоточена наибольшая часть переменной емкости.

23-4. АККУМУЛИРУЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ КОТЛА

Всякий стационарный (установившийся) режим характеризуется определенным уровнем температур рабочего тела и металла поверхностей нагрева. При переходе от одного установившегося значения к другому температура рабочего тела и металла изменяется. Следовательно, изменяется и количество тепла, находящегося в металле и рабочем теле.

Во время перехода от одного режима к другому освободится следующее количество тепла:

$$Q_{ак} = \Sigma (G_m c_m + G_{cp} c_p)_2 t_2 - \Sigma (G_m c_m + G_{cp} c_p)_1 t_1, \quad (23-22)$$

где G_{cp} , G_m — вес среды и металла поверхностей нагрева, кг;

c_p , c_m — теплоемкость среды и металла, ккал/кг·град.

Как и прежде, индексы 1 и 2 относятся к первому и второму установившимся режимам.

Одновременно с этим при переходе от одного режима к другому изменяется вес рабочего тела в трубах поверхностей нагрева.

Свойство котла отдавать или принимать определенное количество тепла и рабочего тела при переходе с одного режима на другой называется аккумуляющей способностью котла.

Во время переходного процесса аккумулярованное тепло идет или на образование до-

полнительного количества пара, или на повышение его энтальпии.

Аккумуляционная способность проявляется по-разному в зависимости от вида возмущения и типа котла.

Аккумуляционная способность котла при изменении давления

При внутренних и внешних возмущениях происходят изменение давления в котле и соответствующее изменение энтальпии и температуры кипящей воды.

Так, при повышении давления часть тепла, получаемого из топки, в течение некоторого времени затрачивается на нагрев воды и металла испарительной поверхности до новой температуры кипения, что приводит к определенному снижению расхода пара. При понижении давления происходит обратное: в результате снижения температуры среды и металла испарительной поверхности нагрева выделяется часть тепла, которое идет на приращение расхода пара.

Одновременно со снижением давления падают плотность и, следовательно, вес пара, заполняющего испарительные и перегревательные трубы. Освободившийся из объема труб пар в течение определенного времени идет на приращение паропроизводительности котла.

Вследствие прироста в расходе пара, даже при постоянном тепловосприятии пароперегревателя, уменьшается температура пара. Это приводит к соответственному снижению температуры металла пароперегревателя и высвобождению тепла, которое затрачивается на восстановление температуры пара.

Таким образом, котел обладает способностью в течение определенного времени выделять дополнительное количество пара и тепла при снижении давления (или уменьшать выдачу пара и тепла при повышении давления) сверх количества тепла, полученного из топки. Это свойство называется аккумуляющей способностью котла при изменении давления. Очевидно, что количество высвободившегося тепла зависит от глубины падения давления и веса рабочего тела и металла перегревательных и испарительных поверхностей нагрева.

Количество тепла, освобождаемого кипящей водой, зависит от ее объема. Объем кипящей воды в барабанных котлах больше, чем в прямоточных, за счет водяного объема барабана и большего содержания воды в кипящих трубах. Последнее объясняется тем, что кратность циркуляции в барабанных котлах существенно превышает единицу. Кроме того,

в прямоточных котлах применяют трубы меньшего диаметра, чем в котлах с естественной циркуляцией. Это в свою очередь значительно снижает вес кипящей воды в прямоточных котлах.

С повышением рабочего давления теплота парообразования снижается, поэтому размер испарительной поверхности нагрева соответственно уменьшается. Одновременно при повышении давления пара увеличивается содержание воды в испарительных трубах вследствие увеличения доли сечения, занимаемой водой. До давлений 140—150 ат наблюдается увеличение аккумулярующей способности кипящей воды, так как увеличение ее веса за счет возрастания доли сечения, занимаемой водой, больше, чем снижение веса за счет сокращения размера испарительной поверхности. Начиная с давлений 140—150 ат, аккумулярующая способность кипящей воды уменьшается, так как снижение ее веса за счет сокращения размера испарительной поверхности становится преобладающим.

Аккумулярующая способность металла испарительных поверхностей нагрева зависит от их размера и толщины стенки труб. У прямоточных котлов она меньше, чем у барабанных, главным образом за счет применения более тонких стенок в трубах меньшего диаметра.

При изменении давления новое значение температуры кипения устанавливается практически мгновенно, в то время как температура металла приближается к нему не сразу, а постепенно. На рис. 23-17 показано приращение температуры металла (Δt_m) при изменении температуры среды на величину Δt в течение переходного процесса. Из этого рисунка видно, что чем больше коэффициент внутренней теплоотдачи, тем нагрев металла до новой температуры происходит быстрее.

Новое значение температуры стенки трубы устанавливается теоретически в бесконечности. Однако в течение сравнительно короткого времени 75—80% тепла, аккумулярованного в металле, передается кипящей воде. Поэтому при статических расчетах аккумулярующей способности учитываются только 75% веса металла.

Аккумулярующая способность котла, связанная с изменением емкости пара в паросодержащих трубах, возрастает с повышением рабочего давления как вследствие повышения удельного веса пара, так и за счет увеличения пароперегревательной поверхности нагрева.

В табл. 23-1 показано изменение величины аккумулярующей способности прямоточных

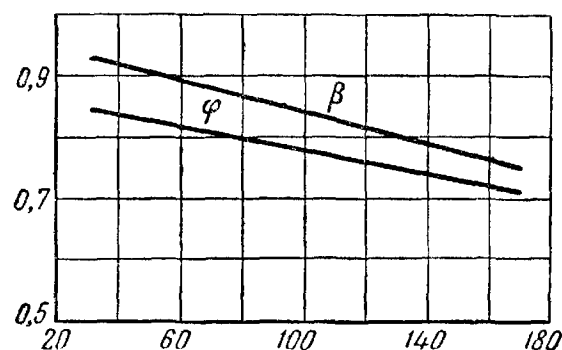


Рис. 23-16. Зависимость средних значений φ и β от давления.

котлов при снижении давления на 20% рабочего.

Таблица 23-1

Аккумулярующая способность прямоточных котлов

Составляющие аккумулярующей способности,	Давление, ат		
	35	140	300
Кипящая вода, %	6	8	—
Металл испарительных труб, %	—	31	—
Расширение пара, %	27	35	39
Металл перегревательной поверхности, %	67*	26	61
Удельная величина аккумулярующей способности котла, ккал/т пара . .	1 500	2 500	3 800

* Вместе с теплом, аккумуляруемым испарительными трубами

Из табл. 23-1 видно, что с повышением рабочего давления общая величина аккумулярующей способности растет, причем доля аккумулярующей способности, связанной с изменением веса пара в трубах, увеличивается. Наряду с этим сильно возрастает величина аккумулярующей способности металла пароперегревателя.

В табл. 23-2 приведены данные по аккумулярующей способности барабанных и прямоточных котлов.

Из сопоставления данных табл. 23-2 видно, что аккумулярующая способность барабанного котла в 3—4 раза больше, чем прямоточного, при одном и том же изменении давления. Однако величина падения давления в прямоточном котле может быть допущена большей. Благодаря этому можно более глубоко использовать аккумулярующую способность прямоточных котлов.

Скорость падения давления в котле. Скорость падения давления в котле при возникновении небаланса в выработке и потреблении пара зависит от нагрузки котла,

Таблица 23-2

Аккумулирующая способность некоторых типов котлов

	Обозначение	Размерность	Барабанные котлы			Прямоточный
			ТП-170	ТП-230	ТП-240	67СП
Рабочее давление перегретого пара	p	$ат$	100	100	170	100
Прирост расхода пара при изменении давления на 1 ат	$\Delta G_{1ат}$	$кг$	92	162	172	46
То же при изменении давления на 3% рабочего	$\Delta G_{3\%}$	"	300	535	955	162
Относительный прирост расхода пара	$\frac{\Delta G_{3\%}}{D_{ном}}$	$кг/т \cdot ч$	1,8	2,30	4,0	0,7

величины небаланса и значения аккумулирующей способности котла.

Уравнения динамики котла могут быть легко получены методом сосредоточенных емкостей. При этом предполагается, что протяженность парообразующей поверхности настолько мала, что ее можно сосредоточить в одной точке. С другой стороны, принимается, что температура металла труб испарительной поверхности нагрева без запаздывания следует за температурой кипящей воды. Физически это означает, что коэффициент внутренней теплоотдачи и теплопроводность металла бесконечно велики.

При таком подходе задача решается одинаково как для барабанных, так и для прямоточных котлов. Схематически котел может

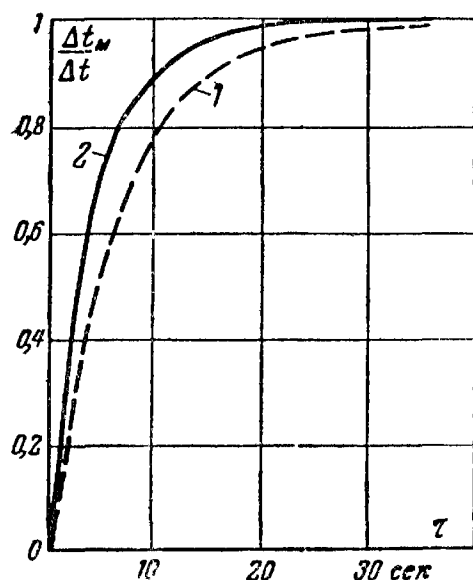


Рис. 23-17. Скорость отдачи тепла металлом труб.

$$1 - \alpha_2 = 3000 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}; \quad 2 - \alpha_2 = 5000 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}.$$

быть представлен в виде некоторой емкости, получающей тепло из топки (рис. 23-18). Согласно предложению Л. С. Шумской уравнение материального баланса записывается в следующем виде:

$$D_{n.s.} - D = \frac{d}{d\tau} (V_n \gamma'' + V_s \gamma'), \quad (23-23)$$

где V , V_s — объемы кипяtilьных труб, занятые соответственно паром и водой, м^3 .

Из уравнения (23-23) следует, что при переменном режиме разница между расходами воды и пара затрачивается на изменение веса пара и воды, находящихся в трубах.

Из энергетического баланса следует, что разница между количеством тепловой энергии, поступающей в котел, и отданной из котла равна численно изменению содержания тепловой энергии в кипящей воде и металле поверхности нагрева. Тогда уравнение энергетического баланса будет:

$$D_{n.s.} i_{n.s.} - D i''_{nn} + Q_m = \frac{d}{d\tau} (V_n \gamma'' i'' + V_s \gamma' i' + G_m c_m t_m), \quad (23-24)$$

где Q_m — количество тепла, получаемое поверхностью нагрева из топки, ккал/ч ;

$t_m = t_{nn}$ — температура металла, принимаемая равной в каждый момент времени температуре кипения, $^{\circ}\text{C}$.

Сумма объемов, занятых паром и водой, равна объему испарительных труб:

$$V_n + V_s = V. \quad (23-25)$$

В общем случае объем испарительных труб не остается постоянным. В барабанном котле

его величина зависит от положения уровня, который может колебаться около среднего значения. В прямоточном котле граница испарительного тракта также может отклоняться от какого-то среднего значения. Приращение объема испарительной поверхности нагрева для обоих типов котлов согласно рис. 23-18 выражается линейным размером h . Тогда

$$V = V_0 + F \int_0^{\tau} \frac{dh}{d\tau} d\tau, \quad (23-25a)$$

где V_0 — объем испарительных труб для определенного среднего режима, m^3 ;

F — среднее сечение барабана (в барабанном котле) и испарительных труб (в прямоточном котле), m^2 ;

h — линейное приращение объема испарительных труб, m .

При дальнейшем решении будем полагать, что границы испарительной поверхности изменяются мало, так что можно положить $V = \text{const}$. Последнее вносит определенную погрешность для прямоточных котлов, так как в них границы испарительной поверхности нагрева изменяются достаточно сильно. Согласно принятому допущению дифференцирование уравнения (23-25) дает:

$$\frac{\partial V_n}{\partial \tau} = - \frac{\partial V_s}{\partial \tau}. \quad (23-26)$$

Уравнение динамики котла при изменении давления может быть найдено при совместном решении уравнений (23-23), (23-24) и (23-26). Предварительно надо продифференцировать выражения, стоящие в правой части уравнений (23-23) и (23-24), и заменить производную по времени производной по давлению следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \frac{di}{d\tau} &= \frac{di}{dp} \cdot \frac{dp}{d\tau}; \\ \frac{\partial \gamma}{\partial \tau} &= \frac{\partial \gamma}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\tau} \end{aligned} \right\} \quad (23-27)$$

и т. п.

Здесь производные физических констант по давлению связаны уравнением состояния и являются известными.

После преобразований уравнение динамики принимает следующий вид:

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{Q_m + D_{n.s} \left(\frac{r\gamma''}{\gamma' - \gamma''} - \Delta i_{\text{эк}} \right) - \frac{r\gamma'}{\gamma' - \gamma''} D}{V_s \left(\gamma' \frac{\partial i'}{\partial p} + \frac{\partial \gamma'}{\partial p} \cdot \frac{\gamma'' r}{\gamma' - \gamma''} \right) + (V - V_s) \left(\frac{r\gamma'}{\gamma' - \gamma''} \cdot \frac{\partial \gamma''}{\partial p} + \gamma'' \frac{\partial i''}{\partial p} \right) + G_m c_m \frac{\partial t_m}{\partial p}} am/сек. \quad (23-28)$$

Числитель выражает разницу между количествами тепла, поступающего в котел и от данного паром ($ккал/сек$). Знаменатель определяет количество тепла, воспринимаемого или отдаваемого рабочим телом и металлом при изменении давления ($ккал/ат$).

При стационарном состоянии числитель равен нулю и давление остается постоянным. Если равенство прихода и расхода тепла нарушится, то давление в котле будет изменяться. Наибольшая скорость изменения давления имеет место при полном прекращении отбора пара или тепловыделения в топке. В первом случае числитель принимает наибольшее положительное значение, что свидетельствует о возрастании давления во втором — наибольшее отрицательное значение, что свидетельствует о падении давления в котле.

Из уравнения (23-28) также следует, что чем больше аккумулярующая способность котла, тем скорость изменения давления меньше.

Как показывают расчеты, наибольшее изменение давления в барабанных котлах можно приблизительно подсчитать по следующему соотношению:

$$\frac{dp}{d\tau} = (0,002 \div 0,008) p_{\text{раб}} \text{ ат/сек.}$$

Скорость падения давления в прямоточных котлах выше, чем в барабанных, поскольку их аккумулярующая способность меньше.

Изменение температуры пара при нестационарных процессах

При установившемся режиме расход пара через пароперегреватель и его тепловая нагрузка постоянны во времени. По мере движения пара его энтальпия повышается. Характер изменения энтальпии зависит от распределения тепловой нагрузки по длине обогреваемых труб. В случае равномерного обогрева энтальпия пара по длине трубы изменяется по линейному закону.

Стационарный режим работы пароперегревателя может быть нарушен при изменении тепловосприятости, расхода пара через него или энтальпии в месте установки парохладителя.

При применении впрыскивающих пароохладителей наряду с изменением энтальпии пара в месте ввода впрыска меняется и расход пара на величину впрыска. В прямоточных котлах при нарушениях режима изменяется также величина поверхности пароперегревателя.

При нарушении режима (например, при изменении тепловосприятости пароперегревателя) температура в любом сечении пароперегревателя начинает изменяться (рис. 23-19). Кривая

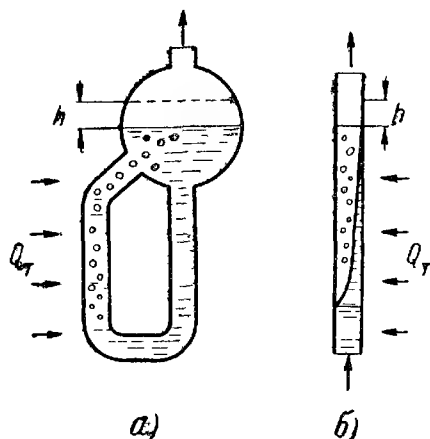


Рис. 23-18. Схематическое изображение а — барабанного, б — прямоточного котла.

изменения температуры в течение переходного процесса называется кривой разгона (временной характеристикой). Она состоит из двух участков. На первом изменение температуры невелико и она может с достаточным приближением считаться постоянной. Это так называемый участок запаздывания, характеризующийся временем запаздывания (τ_z). Начиная от времени τ_z , кривая может быть приближенно выражена экспонентой. Период времени между точками пересечения касательной к наиболее крутой части разгонной кривой с начальным и конечным уровнями температур называется временем разгона. Характер кривой зависит от величины аккумулирующей способности металла пароперегревателя. Если условно принять, что теплоемкость металла перегревателя равна нулю, то температура пара начнет изменяться сразу после нанесения возмущения. Однако теплоемкость металла не равна нулю. Поэтому в течение некоторого времени температура пара за пароперегревателем не меняется вследствие использования тепла, аккумулированного в металле.

Время запаздывания прямо пропорционально весу и теплоемкости металла пароперегре-

вателя и обратно пропорционально расходу пара:

$$\tau_z = \frac{G_m c_m}{D c_p} \quad (23-29)$$

Как следует из уравнения (23-29), при одной и той же конструкции пароперегревателя ($G_m c_m = \text{const}$) величина запаздывания увеличивается с уменьшением паропроизводительности котла. Поэтому при малых нагрузках регулирование котлом становится сложнее.

Заменяя в уравнении (23-29) вес металла пароперегревателя величиной поверхности нагрева, определенной из уравнения теплопередачи, после преобразования получим:

$$\tau_z = 700 \cdot 10^4 d_n \left(1 - \frac{d_{вн}^2}{d_n^2} \right) \frac{c_m}{c_p} \cdot \frac{\Delta i}{q} \text{ сек}, \quad (23-30)$$

где Δi — приращение энтальпии пара в пароперегревателе, ккал/кг ;

q — тепловая нагрузка 1 м^2 трубы, рассчитанная по полному периметру, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$.

Из уравнения (23-30) следует, что запаздывание тем меньше, чем меньше приращение энтальпии пара в части пароперегревателя, на входе в которую имеет место возмущение. Отсюда следует, между прочим, что установка пароохладителя в рассечку сильно уменьшает величину запаздывания.

На основе обработки опытных данных Б. И. Шмуклером и А. А. Давидовым была предложена эмпирическая зависимость для определения величины запаздывания при возмущении, нанесенном на входе в пароперегреватель:

$$\tau_z = 2,36 \frac{l_{nn}}{w_n} \sqrt{\left(1 + \frac{d_n}{d_{вн}} \right) \frac{\gamma_m c_m}{\gamma'' c_p}} \text{ сек}, \quad (23-31)$$

где l_{nn} — длина трубы пароперегревателя, за которой измеряется температура, м ,
 w_n — средняя скорость пара в пароперегревателе, м/сек ;

γ'' — средний удельный вес пара, кг/м^3

Уравнение (23-31) позволяет более точно определить время запаздывания, чем формула (23-29).

При нанесении возмущения в прямоточном котле изменением топлива или расхода питательной воды время запаздывания будет больше подсчитанного по уравнению (23-31)

на время прохода испарительного тракта прямого котла:

$$\tau_{исп} = \frac{l_{исп}}{\bar{w}_{исп}} \text{ сек}, \quad (23-32)$$

где $l_{исп}$ — длина витка испарительной поверхности, м;

$\bar{w}_{исп}$ — средняя скорость пароводяной смеси, м/сек.

Формулы (23-29) и (23-31) являются приближенными и пригодны для грубой оценки характера изменения температуры в начальный период переходного процесса.

23-5. УРАВНЕНИЯ ДИНАМИКИ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

В трубах пароперегревателя движется пар, а снаружи непрерывно подводится тепло. В установившемся состоянии все тепло от дымовых газов передается пару. При нарушении режима часть тепла от газов будет затрачена на нагрев металла и пара, заключенного в объеме труб. Если принять, что параллельные трубы пароперегревателя работают одинаково как при стационарном, так и при переходном режимах, то для вывода уравнений динамики достаточно рассмотреть процессы, происходящие в одной трубе.

На обогреваемой трубе пароперегревателя выделим произвольный участок длиной dx (рис. 23-20) и составим для него дифференциальные уравнения материального и энергетического баланса.

В сечение 1 участка dx входит пар в количестве, равном $(f\omega\gamma)_1$, а выходит в количестве $(f\omega\gamma)_2$, причем

$$(f\omega\gamma)_2 = (f\omega\gamma)_1 + \frac{\partial (f\omega\gamma)}{\partial x} dx.$$

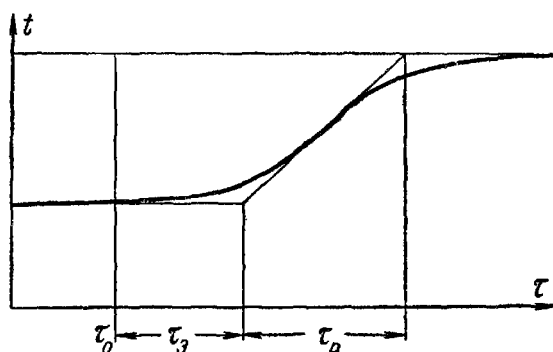


Рис. 23-19. Изменение температуры пара в переходном процессе.

На основании материального баланса разница количеств пара, входящего и выходящего из элемента dx за время $d\tau$, равна изменению веса жидкости в объеме трубы длиной dx :

$$[(f\omega\gamma)_1 - (f\omega\gamma)_2] d\tau = \frac{\partial (f\gamma)}{\partial \tau} dx \cdot d\tau,$$

где f — сечение трубы, $м^2$;

ω — скорость пара, м/сек;

γ — удельный вес пара, кг/м³;

τ — текущая координата времени, сек.

Если сечение трубы по длине не изменяется ($f = \text{const}$), то после преобразования получим:

$$\frac{\partial \omega \gamma}{\partial x} + \frac{\partial \gamma}{\partial \tau} = 0. \quad (23-33)$$

Уравнение (23-33) называется уравнением сплошности или неразрывности.

Аналогичным образом можно составить уравнение энергетического баланса:

$$\frac{\partial f\omega\gamma i}{\partial x} dx \cdot d\tau + \frac{\partial f\gamma i}{\partial \tau} d\tau \cdot dx + \\ + mc_m \frac{\partial t_m}{\partial \tau} d\tau \cdot dx = q' dx \cdot d\tau.$$

Первый член левой части выражает разницу количеств тепла, вошедшего в участок трубы dx и вышедшего из него. Второй и третий члены левой части учитывают изменение количества тепла в объеме пара и металле стенок трубы на участке длиной dx . Сумма этих членов равна количеству тепла, передаваемого от газов к рабочему телу. Удельная тепловая нагрузка q' в общем случае переменна во времени и по длине трубы.

После преобразований уравнения энергии окончательно получим:

$$f \frac{\partial \omega \gamma i}{\partial x} + f \frac{\partial \gamma i}{\partial \tau} = q' - mc_m \frac{\partial t_m}{\partial \tau}, \quad (23-34)$$

где i — энтальпия пара, ккал/кг;

m — вес 1 пог. м трубы, кг/м;

t_m — температура стенки трубы, °С;

c_m — теплоемкость металла трубы, ккал/кг;

q' — удельная тепловая нагрузка 1 пог. м трубы, ккал/м·сек.

Температура металла трубы t_m связана с температурой среды t уравнением теплового баланса:

$$q' - mc_m \frac{\partial t_m}{\partial \tau} = \alpha_2 S_{y\partial} (t_m - t), \quad (23-35)$$

где $S_{y\partial}$ — поверхность нагрева 1 пог. м трубы, м²/м.

Систему уравнений (23-33) — (23-35) надо дополнить уравнением состояния, связывающего физические параметры рабочего тела:

$$\left. \begin{aligned} \gamma &= f(i, p) \\ i &= c_p t. \end{aligned} \right\} \quad (23-36)$$

Как видно, система уравнений динамики (23-33) — (23-36) не включает уравнения движения. Это означает, что в данном решении пренебрегают влиянием инерционных сил и сил трения, поэтому давление вдоль поверхности нагрева принимается постоянным.

Для решения системы уравнений динамики надо задаться начальным распределением температур вдоль поверхности нагрева и граничными условиями.

При решении уравнений динамики обычно принимают, что физические константы пара не зависят от энтальпии ($\gamma = \text{const}$, $c_p = \text{const}$). При этом пренебрегают величиной изменения объема пара, связанного с зависимостью удельного веса от энтальпии пара. В этом случае уравнение (23-33) приводится к виду:

$$\omega \gamma = \text{const}. \quad (23-37)$$

Уравнение энергии при принятых предположениях получается следующим:

$$f \omega \gamma \frac{\partial i}{\partial x} + f \gamma \frac{\partial i}{\partial \tau} = q^l - m c_m \frac{\partial t_m}{\partial \tau}. \quad (23-38)$$

В сделанных упрощениях изменение температуры пара может быть найдено из решения системы уравнений (23-37), (23-38) и (23-35) с начальными условиями

$$t = f(x) \text{ при } \tau = 0.$$

Даже при этих условиях решения получаются сравнительно громоздкими, но удовлетворительно согласующимися с экспериментальными данными.

С целью упрощения математических выкладок ниже приводится решение для случая $\alpha_2 = \infty$. Это дополнительное допущение вносит значительную погрешность, так как металл в действительности отдает тепло в течение конечного отрезка времени (см. рис. 23-17). В частности, это допущение приводит к тому, что полученное таким образом решение не отражает наличия участка разгонной кривой с запаздыванием.

Если $\alpha_2 = \infty$, то $\frac{\partial t_m}{\partial \tau} = \frac{\partial t}{\partial \tau}$ и система уравнений динамики сведется к одному уравнению:

$$f \omega \gamma \frac{\partial i}{\partial x} + f \gamma \frac{\partial i}{\partial \tau} = q^l - \frac{m c_m}{c_p} \cdot \frac{\partial i}{\partial \tau}. \quad (23-39)$$

Будем считать, что нарушение режима произошло вследствие изменения тепловосприятия скачком от значения q^l до q_1^l , причем $q_1^l = n_m q^l$. Далее, примем, что тепловая нагрузка по длине трубы постоянна. Начальное условие запишется в виде:

$$i = i_n'' + \frac{q^l x}{f \omega \gamma}. \quad (23-40)$$

Решение уравнения (23-39) с начальным условием (23-40) дает:

$$i = i_n'' + \frac{q^l x}{f \omega \gamma} + \frac{c_p (n_m - 1) q^l}{(f \gamma c_p + m c_m)} \tau. \quad (23-41)$$

Уравнение (23-41) показывает, что при $\alpha_2 = \infty$ температура пара после нанесения возмущения сразу начинает изменяться во времени. Равенство величины запаздывания нулю как раз и объясняется сделанным допущением ($\alpha_2 = \infty$).

Новый режим установится через промежуток времени τ_p , определяемый пересечением кривой изменения температуры во времени со значением температуры в установившемся состоянии:

$$i = i_n'' + \frac{n_m q^l x}{f \omega \gamma}. \quad (23-42)$$

Из уравнений (23-41) и (23-42) согласно рис. 23-21 следует:

$$\tau_p = \frac{(i_{ne2} - i_{ne1})(f \gamma c_p + m c_m)}{(n_m - 1) c_p q^l}. \quad (23-43)$$

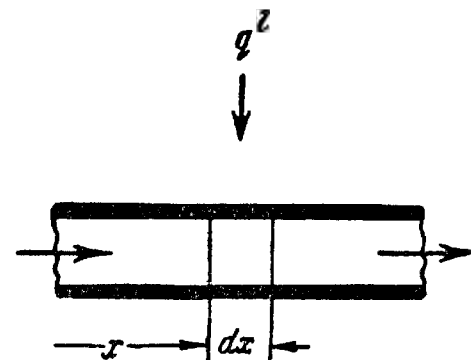


Рис. 23-20. Элемент пароперегревателя.

Как показывает сравнение с экспериментальными данными, величина τ_p с некоторым приближением отвечает времени разгона.

Более точное решение получается из уравнений (23-35), (23-37) и (23-38) при учете α_2 , имеющего конечную величину.

В результате решения этих уравнений для случая изменения энтальпии пара на входе

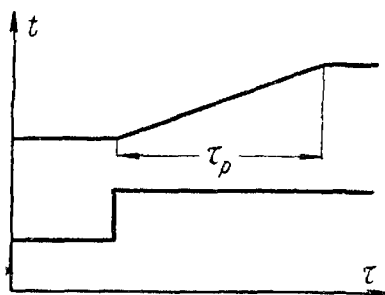


Рис. 23-21. Изменение температуры во времени.

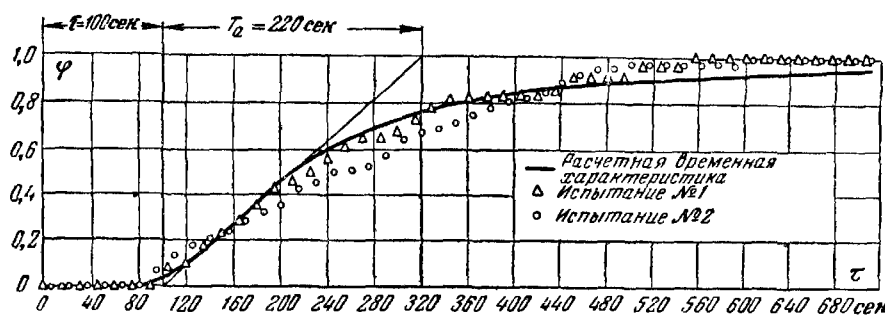


Рис. 23-23. Сопоставление расчетной и замеренной разгонной характеристики пароперегревателя.

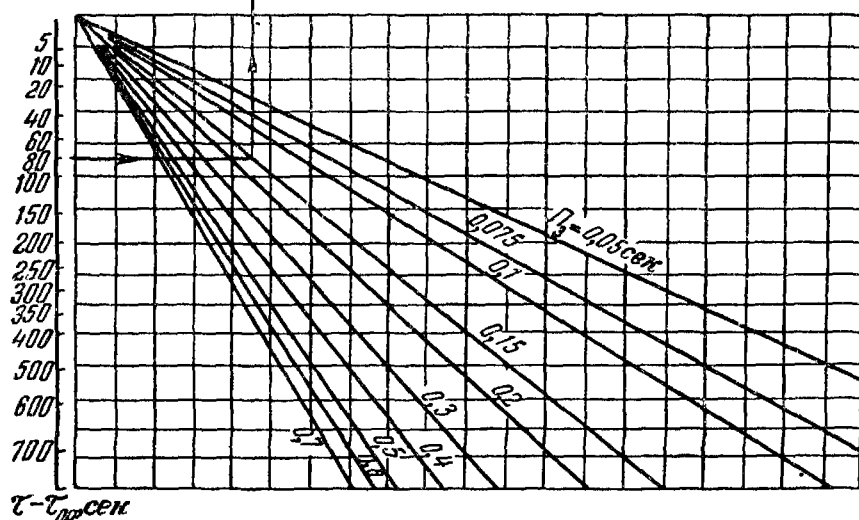
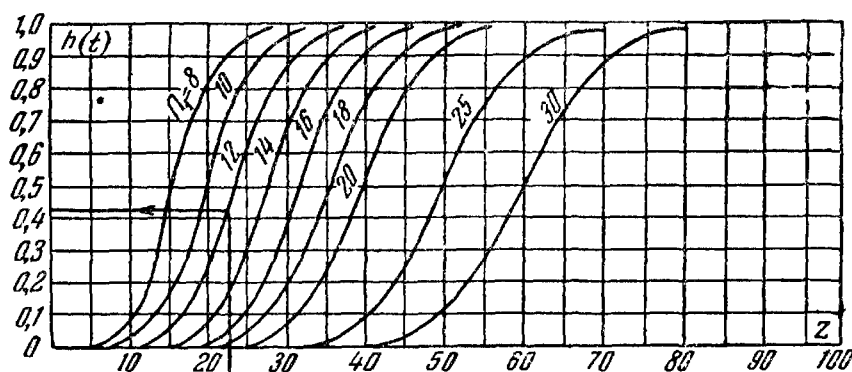


Рис. 23-22. Номограмма для определения изменения температуры пара при регулировании парохладителем.

в пароперегреватель А. А. Талем предложена номограмма (рис. 23-22). По ней можно по-

строить характеристику изменения температуры пара в течение переходного периода при изменении степени включения парохладителя.

Определяющими комплексами в этой номограмме являются:

$$П_1 = \frac{\alpha_2 H}{c_p D}; \quad П_2 = 3600 \frac{G_m c_m}{D c_p};$$

$$П_3 = \frac{П_2}{4П^2}.$$

Кроме того, в номограмме приняты следующие обозначения: τ — время; $\tau_{пр}$ — время прохода частицей пара трубки пароперегревателя, $h(t) = \frac{t - t_{уст}}{\Delta t}$. Причем t , $t_{уст}$ — температуры пара, в течение переходного процесса и установившаяся; Δt — диапазон изменения температуры пара на входе в пароперегреватель.

На рис. 23-23 дано сопоставление разгонной характеристики, рассчитанной по номограмме, с опытными данными для котла ТП-230-2. (Здесь ϕ — относительное отклонение температуры пара).

Знание разгонных характеристик отдельных элементов и всего котла в целом позволяет правильно выбрать систему автоматического регулирования.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ЧЕТВЕРТАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

24-1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Паровой котел является сложным агрегатом, рассчитанным на длительную, надежную и экономичную работу в течение десятков лет. Это может быть обеспечено (при надлежащей конструкции) правильной эксплуатацией котла.

В процессе эксплуатации котел работает в самых разнообразных режимах: пуски, остановки, постоянные и переменные нагрузки и пр. Правильное ведение всех этих режимов основывается на знании процессов, происходящих в котле и вспомогательном оборудовании, и умении управлять ими. Большое влияние на эксплуатацию котла и прежде всего на спосо-

бы регулирования оказывает характер протекания переходных процессов при различных возмущениях, имеющих место на тепловой станции.

Эксплуатация котельного агрегата зависит от характера связи котлов и турбин, т. е. от тепловой схемы станции.

Правильное ведение режима и контроль за работой отдельных элементов и всего котла в целом могут быть обеспечены только при оснащении котла и вспомогательного оборудования значительным количеством приборов, измеряющих тепловые и электрические величины.

Схема главных паропроводов

На электростанциях используются три основные схемы снабжения турбин паром: централизованная, секционная и блочная.

В централизованной схеме группа котлов выдает пар на сборно-распределительную магистраль, от которой по отдельным трубопроводам пар подается к турбинам (рис. 24-1). При такой схеме паропроводов турбина питается смешанным паром от разных котлов. Останов котла не влечет за собой необходимости останова турбины. Заданная электрическая нагрузка в этом случае обеспечивается нагружением оставшихся в работе котлов или включением в работу резервного. Для повышения надежности сборно-распределительную магистраль делают двойной. В таком виде эта схема используется на электростанциях старой постройки.

При централизованной схеме паропроводов котлы взаимно связаны. Заданная электри-

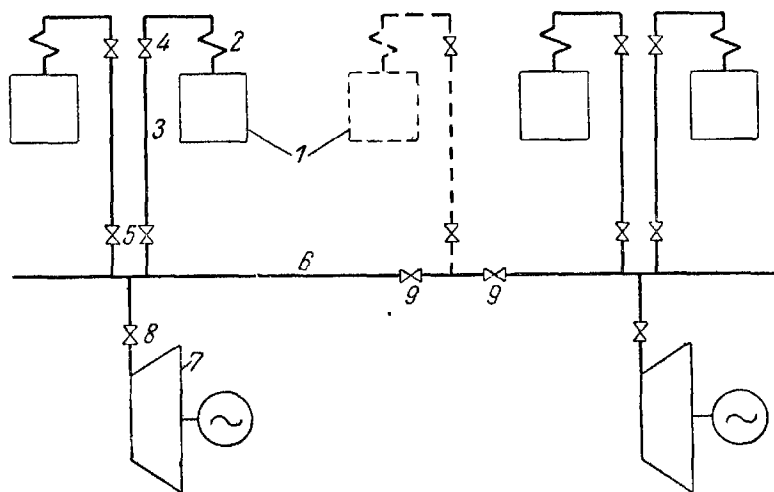


Рис. 24-1. Схема главных паропроводов со сборно-распределительной магистралью (пунктиром показан резервный котел).

1 — котел; 2 — пароперегреватель; 3 — паропровод от котла; 4 — главная паровая задвижка; 5 — задвижка перед магистралью; 6 — сборно-распределительная магистраль; 7 — турбина; 8 — запорная задвижка перед турбиной; 9 — разделительная задвижка.

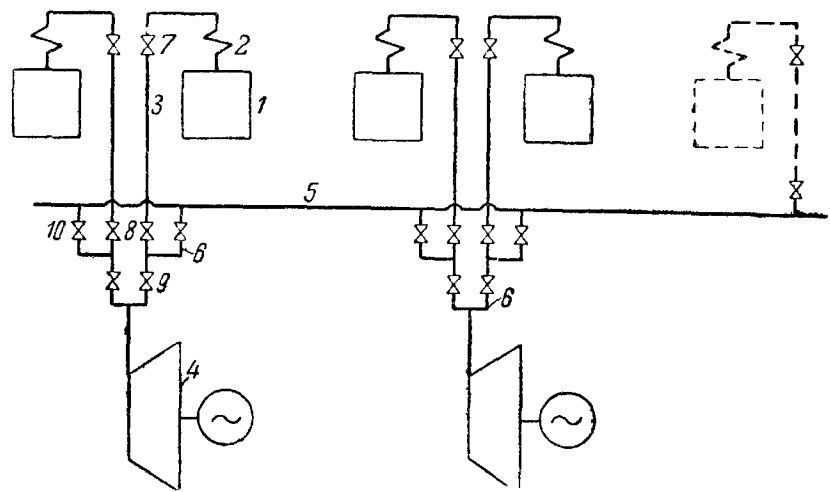


Рис. 24-2. Секционная схема паропроводов.

1 — котел; 2 — пароперегреватель; 3 — паропровод от котла к турбине; 4 — турбина; 5 — уравнивательная магистраль; 6 — переключатель; 7 — 10 — запорные задвижки (главные паровые, перед переключателем, у турбины, на переключателе).

ческая мощность станции может быть обеспечена при различной паропроизводительности отдельных котлов, работающих на турбину. При изменении паропроизводительности одного котла по каким-либо причинам и постоянной электрической нагрузке турбины произойдет изменение давления в паропроводе. Это приведет к нарушению режима работы параллельно работающих котлов. При этом прирост паропроизводительности каждого котла будет определяться величиной его аккумулирующей способности и значением нагрузки до возмущения. Таким образом, всякое нарушение режима работы котла или турбины скажется на работе всех параллельно включенных котлов.

В секционной схеме группа котлов (обычно два) работает на одну турбину (рис. 24-2). Наличие уравнивательной магистрали позволяет перебросить пар от любого котла к любой турбине, а также подключить резервный котел. При нормальной эксплуатации уравнивательная переключатель отключена и паровая нагрузка группы котлов соответствует мощности турбины, на которую они работают. В этой схеме взаимосвязаны лишь котлы, работающие на одну турбину. При открытой уравнивательной переключатель количество параллельно работающих котлов на одну турбину может увеличиться. Секционная схема паропроводов нашла широкое применение на станциях высокого давления без промежуточного перегрева. При наличии промежуточного перегрева регулирование несколько усложняется, так как возникает необходимость в регулировании расхода пара на вторичный пароперегреватель пропорционально паропроизводительности котла.

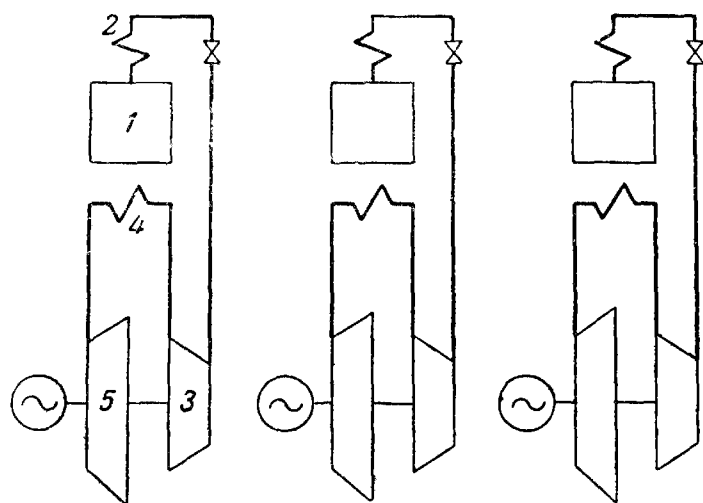


Рис. 24-3. Блочная схема паропроводов.

1 — котел, 2 — первичный пароперегреватель, 3 — цилиндр высокого давления, 4 — промежуточный пароперегреватель, 5 — цилиндр низкого давления

Централизованные и секционные схемы паропроводов возникли в то время, когда единичная мощность котельных агрегатов отставала от мощности турбины. Это требовало присоединения нескольких котлов к одной турбине. Наряду с этим надежность работы котлов была относительно невелика, что требовало установки резервного котла.

Создание котлов большой единичной мощности с промежуточным перегревом пара привело к использованию более простой блочной схемы паропроводов (рис. 24-3). В этой схеме котел работает только на свою турбину, так как параллельных связей по пару между котлами и турбинами нет. При блочной схеме останов котла влечет за собой останов турбины и соответственно сброс станцией электрической мощности.

Использование блочной схемы паропроводов упрощает регулирование котла вследствие отсутствия взаимного влияния отдельных котлов. Связь между отдельными блоками происходит лишь по электрическим цепям (изменение нагрузки блока при постоянном потреблении энергии приводит к изменению частоты в системе). При работе котла в блоке с турбиной температура питательной воды не остается постоянной, а зависит от давления пара в отборах турбины. Так, со снижением нагрузки температура уменьшается.

При использовании блочной схемы упрощается конструкция паропроводов, уменьшается их длина и резко сокращается количество арматуры. Все это повышает надежность и удешевляет стоимость станции, особенно при применении для паропроводов дорогих аустенитных сталей.

Блочная схема паропроводов применяется на современных станциях, оборудованных мощными котлами с промежуточным перегревом пара.

Организация контроля за работой котлоагрегата

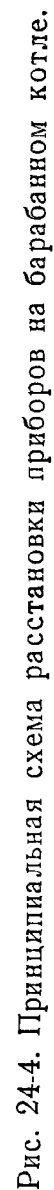
Современный котельный агрегат оснащен большим количеством измерительных приборов. На рис. 24-4 приведена принципиальная схема барабанного котла с указанием мест отбора импульсов и установки контрольно-измерительных приборов.

Все измеряемые параметры подразделяются на две группы: регулируемые и контролируемые. Регулируемыми параметрами являются: давление, расход и температура перегретого пара и питательной воды; температура уходящих газов; параметры, показывающие полноту горения и характеризующие коэффициент избытка воздуха (CO_2 или O_2); температура пара за вторичным пароперегревателем; уровень в барабане; давление воздуха перед горелками, разрежение в топке и др.

В процессе эксплуатации котла для достижения заданного режима его работы каждый из указанных параметров средствами регулирования поддерживается на определенном уровне. Требования к точности поддержания отдельных параметров различны. Так, например, отклонение температуры перегретого пара от заданного значения не должно превышать 5°C ; положение уровня в барабане котла может изменяться в пределах ± 100 — 150 мм.

Контролируются следующие параметры: температура и разрежение перед и за каждой поверхностью нагрева; нагрузка электромоторов вспомогательного оборудования и др. Эти параметры характеризуют режим работы котла и являются производными, зависящими от значения основных параметров. По контролируемым параметрам судят об отклонениях, происшедших в работе котла. Например: различие в показаниях температуры газа по сторонам газохода свидетельствует о газовом перекосе в топке; изменение сопротивления движению газов при постоянной нагрузке котла указывает на шлакование или забивание поверхностей нагрева летучей золой и т. д.

Контрольно-измерительные приборы применяются указывающие или регистрирующие. Записываются показания основных параметров, правильное поддержание которых определяет надежность или экономичность работы установки. Регистрируются давление,



Обозначения приборов на схеме: двумя кружками — датчик; кружком — прибор.

В верхней половине кружка обозначается измеряемая величина: P — давление (разрежение); T — температура; G — расход; H — уровень; CO_2 — содержание CO_2 в дымовых газах; $KNaCl$ — солесодержание. В нижней половине кружка обозначается функция прибора: P — показание; Z — регистрация; I — суммирование; S — синглизация.

(Места установок приборов: 1 — по месту; 2 — [на пульте управления; 3 — на щите управления; 4 — на щите регистраторов.)

расход и температура перегретого пара, уровень воды в барабане котла. Эти параметры определяют надежность работы котельной установки. Записываются также температура уходящих газов, показатели качества горения (CO_2 или O_2). Все это характеризует экономичность работы котла.

Контрольно-измерительные приборы выносятся на щит управления, а на месте остаются дублирующие приборы некоторых ответственных измерений (давление пара, уровень воды в барабане и др.). Наряду с этим контрольно-измерительные приборы для некоторых вспомогательных замеров, требующих только периодического наблюдения, ставятся по месту и не выносятся на щит, например для измерения уровня масла в корпусе подшипников вспомогательных механизмов и др.

Количество приборов, устанавливаемых по месту, невелико, так как большие размеры оборудования практически исключают возможность наблюдения за значительным количеством приборов при периодических осмотрах оборудования. Больше того, непосредственно визуальные наблюдения за некоторыми процессами заменяются наблюдениями со щита управления с помощью технических телевизионных устройств. Таким образом, например, ведут наблюдение за факелом в топочной камере, уровнем и т. п.

При централизованной и секционной компоновке паропроводов щит с приборами устанавливается в непосредственной близости от котла. На пульте щита размещаются ключи управления электромоторов, ручки дистанционного управления арматурой и переключатели автоматики. В более редких случаях в отдельном помещении устанавливается центральный щит, с которого ведут управление котлами.

При блочной компоновке устанавливают общий щит, с которого ведут управление всем блоком котел — турбина.

24-2. РАСТОПКА КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

При растопке происходит разогрев всех элементов котла, на это затрачивается часть тепла, получаемого от сжигания топлива (полезно используемое тепло). Количество полезно используемого тепла не зависит от растопочного режима, а определяется конструкцией котла (весом, теплоемкостью, начальными и конечными уровнями температур элементов котла).

Вместе с этим при растопке имеют место тепловые потери: с уходящими газами, топочные и — главным образом — с образующимся паром, неполностью используемым в схеме

станции. Эти потери зависят от режима растопки и возрастают с увеличением ее длительности. Режим растопки определяется условиями, обеспечивающими надежную работу в первую очередь элементов котла, находящихся под давлением. Надежность работы деталей зависит от температуры металла и величин возникающих напряжений.

В процессе растопки к обычным напряжениям (от внутреннего давления и внешней нагрузки) прибавляются дополнительные температурные напряжения, обусловливаемые разностью температур, возникающих в деталях котла при их прогреве. При прочих равных условиях разность температур тем больше, чем больше толщина обогреваемой детали.

В поверхностях нагрева толщина стенки труб невелика и температурные напряжения, связанные с растопкой, малы. Поэтому надежность работы их металла определяется главным образом абсолютным значением температуры стенки. Допустимой величиной температуры является такая, при которой интенсивность окисления невелика, а напряжения не превышают допустимых (с учетом их длительности).

В таких массивных деталях котла, как барабан, паропроводы, арматура и др., обогрев происходит средой, температура которой обычно ниже чем при нормальной работе котла. Однако вследствие большой толщины стенки в них могут возникнуть большие температурные напряжения, которые вместе с напряжениями от давления могут превысить даже кратковременно допустимые.

Температура стенки поверхности нагрева определяется условиями внутреннего теплообмена и температурой греющей среды. И то и другое может регулироваться выбором надлежащего режима растопки. Величина суммарных напряжений (от давления и перепада температур) в массивных деталях котла также зависит от режима растопки.

Наряду с этим организация режима растопки определяется схемой станции и типом котельного агрегата. На станции с общей паровой магистралью котел растапливается независимо от работы турбины. В этом случае режим растопки выбирается только из условий работы котла. При блочной компоновке котел растапливается одновременно с пуском турбины и прогревом паропровода. Поскольку паропровод и турбина предъявляют более жесткие требования к прогреву ее деталей, то режим растопки котла в этом случае в основном подчинен режиму разогрева турбины.

Растопка котлов при работе на общую магистраль

Растопка барабанного котла. Одновременно с проверкой готовности к работе котла и вспомогательного оборудования проводится подготовка пароводяной схемы (рис. 24-5). На котле закрывают все дренажи и открывают воздушники. Открывается вентиль, устанавливаемый на линии продувки пароперегревателя. Этим создается возможность удаления из котла образующегося пара. Главная паровая задвижка остается закрытой, тем самым котел от работающей магистрали в начальный период растопки отделен двумя последовательно установленными задвижками (главной паровой и магистральной). Дренаж перед главной паровой задвижкой открывается с целью создания условий для прогрева паропровода и исключения гидравлических ударов при конденсации пара, поступающего в холодный паропровод.

На питательной линии открывают все запорные органы, за исключением задвижки, устанавливаемой перед регулирующим клапаном питания. В результате этого питательная магистраль заполняется водой с давлением, развиваемым питательными насосами.

Далее, производят заполнение котла водой

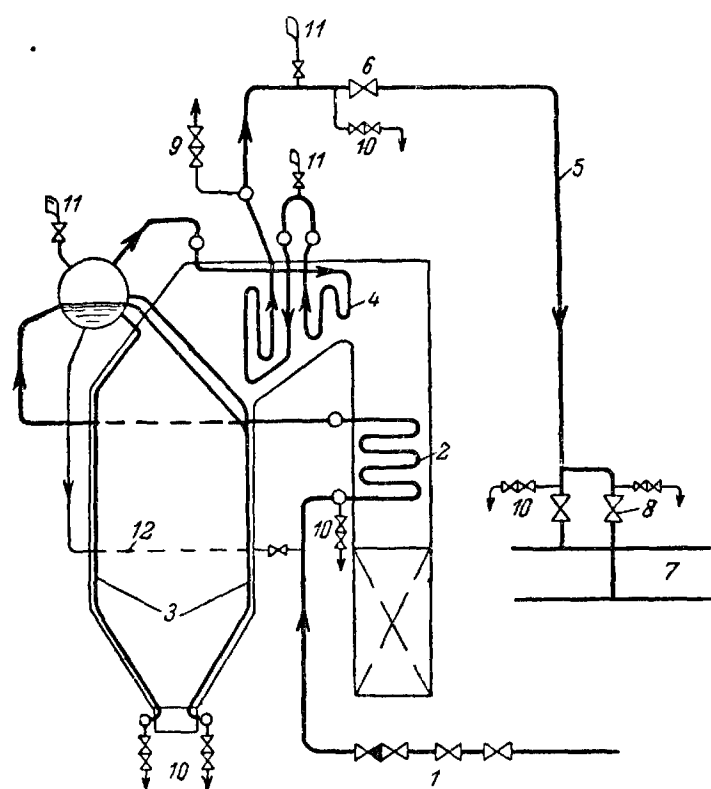


Рис. 24-5. Растопочная схема барабанного котла, работающего на общую магистраль

1 — питательная линия с запорной и регулирующей арматурой
2 — экономайзер 3 — экраны котла 4 — пароперегреватель, 5 — паропровод от котла к общей магистрали 6 — главная паровая задвижка, 7 — общая магистраль 8 — задвижка перед магистралью 9 — линия продувки пароперегревателя 10 — дренажи, 11 — воздушники 12 — линия рециркуляции с запорным вентилем.

(часто через обводную линию с дроссельными шайбами). Последнее предохраняет от интенсивного износа основной регулирующей клапан. Уровень воды в барабане котла устанавливают в нижнем положении, поскольку при разогреве котла уровень поднимается за счет увеличения удельного объема воды и вытеснения части ее паром из кипящих труб.

После заполнения котла водой в пылеугольных топках вначале включают растопочные мазутные форсунки, а затем пылеугольные горелки. В топках, работающих на газовом или жидком топливе, сразу включают одну-две основные горелки на пониженную производительность.

С включением горелок происходит разогрев всех элементов котла. При подогреве воды и металла испарительных труб до температуры кипения, отвечающей давлению в барабане, начинается парообразование, которое вызывает повышение давления в котле. На образование пара при этом затрачивается лишь часть тепла, воспринимаемая поверхностями нагрева, так как другая часть идет на прогрев металла и воды в испарительных трубах до нового, все время увеличивающегося значения температуры кипения. Распределение подводимого тепла между затрачиваемым на парообразование и прогрев металла определяется величиной тепловыделения и скоростью нарастания давления. Чем меньше скорость изменения давления и больше тепловыделение в топке, тем большая часть тепла расходуется на образование пара.

Давление в барабане котла определяется расходом пара и коэффициентом сопротивления растопочной (продувочной) линии. Следовательно, при одной и той же скорости изменения расхода пара скорость повышения давления будет больше при повышенном коэффициенте сопротивления растопочной линии. При нулевом значении отбора пара из котла (растопочная линия закрыта) скорость нарастания давления будет наибольшей, так как пар в этом случае расходуется только на заполнение парового объема котла.

Коэффициент сопротивления растопочной линии определяется ее сечением, длиной и сопротивлением арматуры, установленной на ней. При выбранном значении сопротивления растопочной линии скорость повышения давления определяется скоростью нарастания расхода пара, зависящей от темпа изменения тепловыделения в топке.

Таким образом, путем изменения величины

тепловыделения в топке можно регулировать скоростью подъема давления. При этом расход пара будет определяться сопротивлением растопочной линии. Сохраняя скорость подъема давления, расход пара можно увеличить путем уменьшения коэффициента сопротивления растопочной линии. Интенсивность естественной циркуляции, условия прогрева барабана и температурный режим пароперегревателей труб зависят от величины расхода пара и скорости изменения давления.

При слабом обогреве кипяtilьных труб (малом расходе пара) величина движущего напора невелика, поэтому на циркуляцию в отдельных трубах оказывает сильное влияние различие в их гидравлических характеристиках (длина, местные сопротивления, превышение над уровнем в барабане и др.). Наряду с этим при малых нагрузках имеет место большая неравномерность в обогреве отдельных труб, что в значительной степени способствует ухудшению циркуляции. Кроме того, в результате повышения давления ослабляется циркуляция в слабо обогреваемых трубах за счет большего расхода тепла, аккумулируемого в кипящей воде. Поэтому при малом обогреве скорости циркуляции в отдельных трубах могут быть самыми различными, вплоть до нулевых и отрицательных. При небольшой нагрузке становится весьма вероятным возникновение ненадежных режимов циркуляции. Правда, в результате невысоких значений удельных тепловых нагрузок экранов температурные условия работы кипяtilьных труб облегчаются.

Улучшение циркуляции достигается увеличением расхода пара, что при заданной скорости повышения давления регулируется величиной степени дросселирования в растопочной линии.

При вялой циркуляции имеет место неравномерный прогрев барабана по его длине и сечению. В результате ослабленной циркуляции вода в барабане котла перемешивается плохо, что приводит к отставанию температуры стенки барабана вблизи его торцов от температуры средней части. Наряду с этим, имеет место отставание температуры стенки нижней образующей барабана от верхней, поскольку последняя более интенсивно прогревается конденсирующимся паром. Указанные перепады температур приводят к возникновению дополнительных температурных напряжений. Эту разность температур можно снизить путем усиления циркуляции за счет увеличения расхода пара.

При подъеме давления имеют место температурные напряжения, вызванные перепадом температур между внутренней и внешней образующими барабана. Этот перепад температур при известной толщине стенки определяется скоростью изменения температуры насыщения, которая связана со скоростью повышения давления и не зависит от величины расхода пара.

Пароперегреватель с момента закипания воды охлаждается образующимся паром. В начальный период растопки расход пара невелик (менее 5% производительности котла), поэтому коэффициент теплоотдачи низок (менее $100 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$). Однако температура металла пароперегревателя в этот период не выходит за допустимые пределы, поскольку температура газа имеет невысокое значение, даже в топочной камере. Если температура газа перед пароперегревателем не превышает $550\text{—}650^\circ \text{C}$, то металл надежно работает даже без охлаждения труб паром. Поэтому с точки зрения работы пароперегревателя величина расхода пара в этот период растопки не играет существенной роли.

По мере увеличения парообразования растет температура газов в топке и конвективных газоходах. Однако в этот период усиливается охлаждение пароперегревателя за счет возрастания расхода пара.

Температура перегретого пара определяется его расходом и величиной тепловосприятия пароперегревателя. При быстром нарастании тепловыделения в топке температура пара может сильно возрасти, вследствие того что значительная часть тепла затрачивается на нагрев рабочего тела и металла испарительной поверхности нагрева до новой температуры кипения, а меньшая — на образование пара. При этом приrost расхода пара отстает от прироста тепловосприятия пароперегревателя. При таких режимах растопки приходится снижать температуру пара путем впрыска воды на входе или в рассечку пароперегревателя.

Скорость подъема давления в котле, а следовательно, и скорость растопки при определенном сопротивлении растопочной линии регулируются интенсивностью нарастания тепловыделения в топке и для каждого котла устанавливается по данным испытаний.

Одновременно с растопкой котла прогреваются паропровод от главной паровой задвижки до работающей магистрали. Прогрев начинают при достижении небольшого давления в барабане котла (порядка 5 ат) и проводят путем открытия главной паровой задвижки.

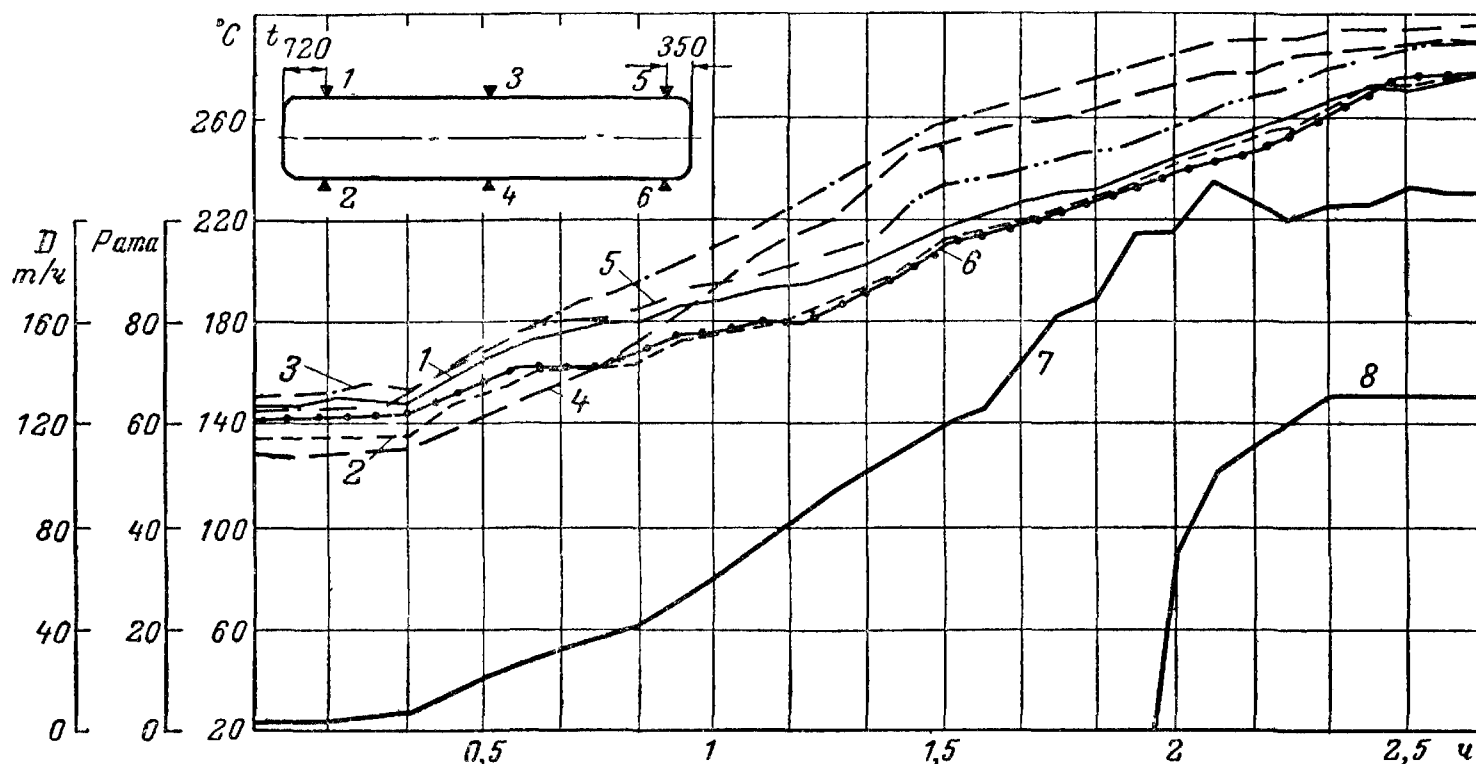


Рис. 24-6. Изменение основных параметров в процессе растопки котла ТП 230-1 (по данным Мосэнерго).

1—6 — температуры стенки барабана в соответствующих точках, указанных на схеме, 7 — давление в барабане, 8 — нагрузка котла.

При этом образующийся в котле пар, помимо растопочной линии, направляется в паропровод и удаляется через дренажи, установленные перед магистральными задвижками. Скорость прогрева паропровода определяется из условия создания допустимых напряжений в металле арматуры и паропровода.

После окончания прогрева паропровода и достижения давления в барабане котла на 1—2 ат ниже, чем в паровой магистрали, котел включают в паровую магистраль. Такое давление в котле поддерживается для того, чтобы исключить вскипание воды, что имело бы место при давлении в барабане котла, более высоком, чем в магистрали. Включение производится открытием магистральных задвижек. После включения котла в сеть закрывают арматуру на линиях продувки и поднимают нагрузку на котле в соответствии с потребностями станций.

На рис. 24-6 показана диаграмма изменения основных параметров в процессе растопки котла ТП-230. Растопка котла была начата после стоянки котла в режиме горячей консервации (котел был подключен к паровой магистрали 7 ат) в течение 35 ч. Скорость нарастания температуры насыщения пара в барабане котла составляла $100^{\circ}\text{C}/\text{ч}$. При этом растопка заняла менее 2 ч. Длительность растопки котла из холодного состояния составила бы при этом около 2,5 ч.

Растопка прямооточного котла.

Подготовка пароводяной схемы к растопке заключается в создании замкнутого растопочно-го контура котел — растопочный сепаратор — деаэратор — котел (рис. 24-7). Для этой цели открываются растопочные запорный и дроссельные клапаны и закрывается главная паровая задвижка. Питательная линия, дренажи и воздушники подготавливаются так же, как и в барабанном котле.

Котел заполняется водой, после чего продолжается прокачивание воды по замкнутому растопочному контуру с расходом 25—30% номинальной паропроизводительности. Удаление воздуха производится потоком циркулирующей воды. Для более глубокого удаления воздуха, особенно из подъемно-опускных петель, расход воды кратковременно увеличивают до 70—80% номинальной паропроизводительности, после чего его снова устанавливают на прежнем уровне.

При прокачивании воды через котел происходит вымывание солей. Поэтому длительность этого этапа растопки часто определяется желательной степенью отмывки поверхностей нагрева.

Отечественные прямооточные котлы растапливаются как с нарастающим, так и с постоянным давлением пара в котле. В первом случае растопочно-дроссельный клапан находится в открытом положении. Поэтому в начальный период давление перед ним невелико, а по мере увеличения парообразования оно

постепенно нарастает до величины, близкой к рабочему давлению, за счет увеличения сопротивления растопочной линии.

Во втором случае перед включением горелок устанавливают определенное давление в котле (обычно 60—80% рабочего) путем прикрытия дроссельного вентиля на растопочной линии. По мере увеличения расхода пара степень дросселирования уменьшают так, чтобы давление поддерживалось на заданном уровне. Растопка с повышенным давлением благоприятно сказывается на работе испарительных труб, в частности этим исключаются режимы с пульсацией потока.

Растопку котла ведут с расходом питательной воды 25—30% номинального. Этим обеспечивается надежное охлаждение всех поверхностей нагрева с самого начала растопки, что допускает высокую скорость растопки. Обычно прямоточный котел растапливают за 40—50 мин. Однако при необходимости этот срок может быть уменьшен.

После включения растопочных и основных горелок происходит образование пара в котле и вытеснение воды из испарительных и перегревательных поверхностей нагрева. В результате этого давление за котлом кратковременно резко возрастает.

В процессе растопки в растопочный сепаратор вначале поступает вода, затем — пароводяная смесь. При этом вода отделяется в сепараторе и поступает в деаэратор, а пар выбрасывается в атмосферу. Давление в котле поддерживается на заданном уровне открытием дроссельного устройства на растопочном сепараторе. После полного испарения воды в сепаратор поступает пар со все нарастающей температурой.

По достижении нормальной температуры пара на выходе из котла давление поднимают до величины, примерно равной давлению в паровой магистрали. После этого котел готов к включению в магистраль.

Паропровод на участке от главной паровой задвижки до паровой магистрали может прогреваться паром от котла. Однако это увеличивает длительность растопки. С целью сокращения времени пуска паропровод часто прогревают паром из магистрали. При этом прогрев начинают одновременно или несколько раньше начала растопки котла.

После окончания прогрева паропровода котел включается в магистраль открытием главной паровой задвижки и закрытием растопочно-дроссельного устройства.

Характер изменения параметров пара и

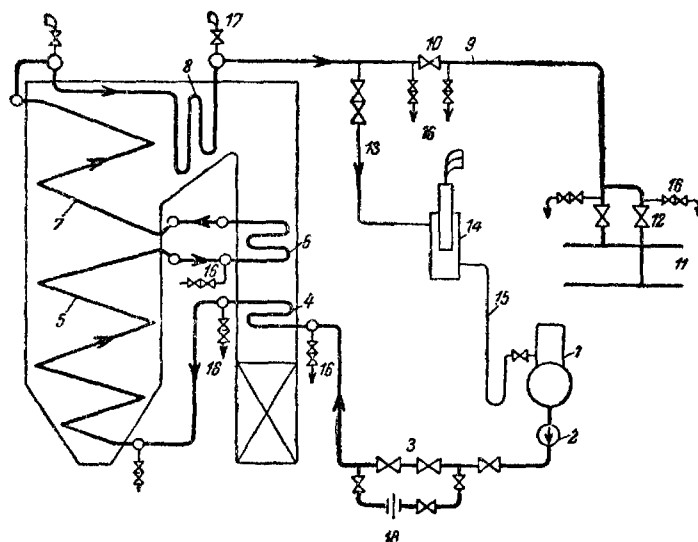


Рис. 24-7. Растопочная схема прямоточного котла

1 — деаэратор 2 — питательный насос; 3 — питательный трубопровод с арматурой и обводной линией; 4 — экономайзер 5 — испарительная радиационная поверхность; 6 — переходная зона; 7 — радиационный пароперегреватель; 8 — конвективный пароперегреватель; 9 — паропровод от котла к магистрали 10 — главная паровая задвижка, 11 — паровая магистраль; 12 — запорная задвижка 13 — растопочная линия с запорной и дроссельной арматурой, 14 — растопочный сепаратор, 15 — сбросная линия; 16 — дренажи; 17 — воздушники; 18 — дроссельные шайбы.

газа в период растопки прямоточного котла показан на рис. 24-8.

В процессе растопки прямоточного котла на атмосферный сепаратор (по схеме на рис. 24-7) теряются тепло и конденсат. С целью снижения потерь тепла и сохранения конденсата на некоторых станциях в растопочном сепараторе поддерживают давление 10—20 ат, что позволяет использовать выделенный в сепараторе пар в тепловой схеме станции

Пуск блока котел — турбина

Блок с барабанным котлом пускается наиболее просто. Одновременно подготавливают к пуску котел и турбину. Все запорные и регулирующие органы на паропроводе, включая стопорные и регулирующие клапаны на турбине, открываются (рис. 24-9).

После заполнения котла водой включают эжектор на конденсаторе турбины; тем самым в турбине и паропроводе устанавливается небольшое разрежение. Пускаются конденсатные насосы и включается масляная система. Далее, ротор турбины приводится во вращение специальным устройством (валоповоротом) с целью более равномерного прогрева ротора.

С момента розжига горелок начинается прогрев котла, а с началом парообразования — и турбины. Образующийся пар проходит через пароперегреватель, цилиндр высокого давления, промежуточный пароперегреватель,

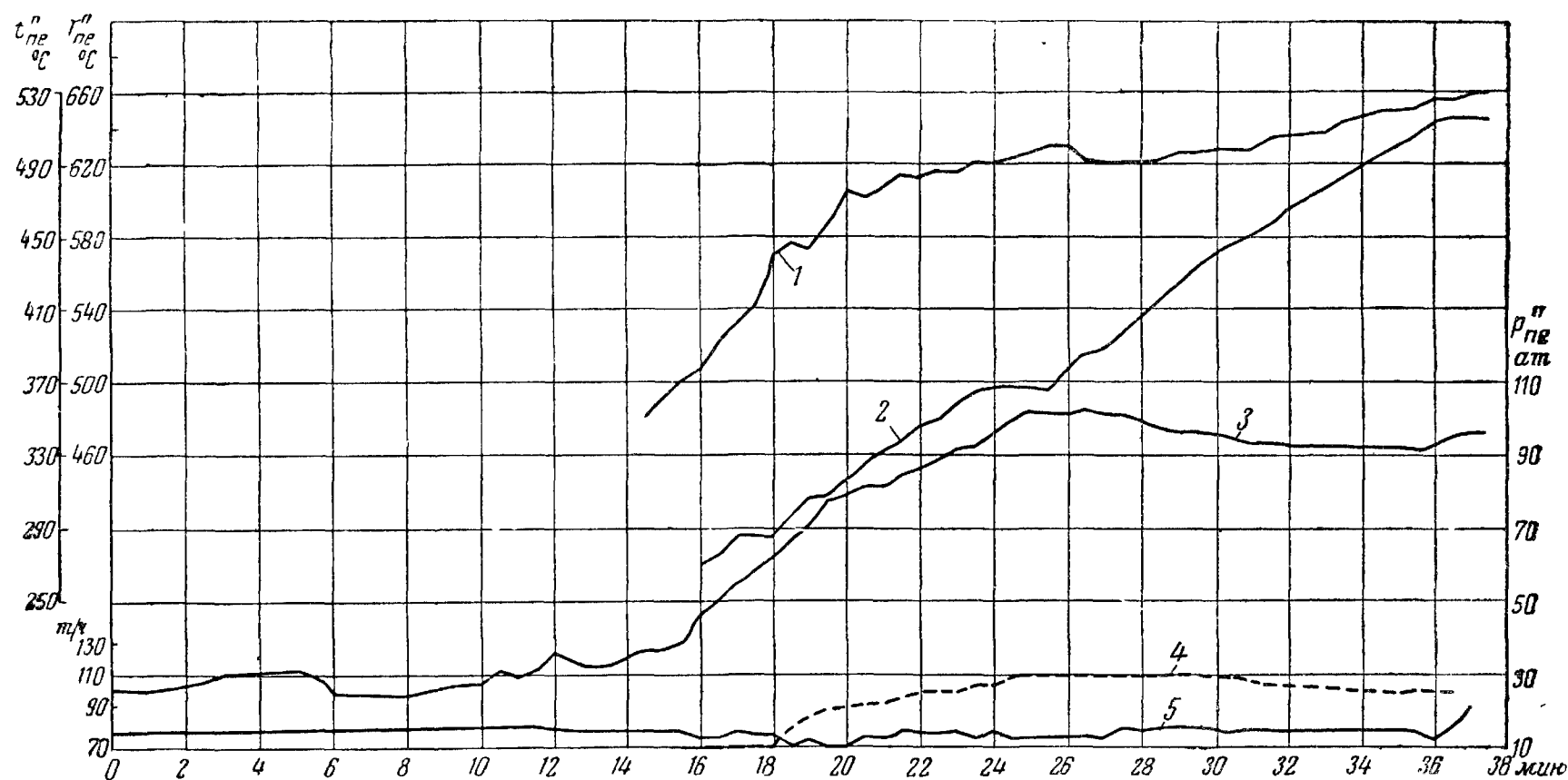


Рис. 24-8. Изменение основных параметров в процессе растопки прямоточного котла типа 67СП (по данным МоЦКГи).

1 — температура газа за пароперегревателем; 2 — температура пара на выходе из котла; 3 — давление пара за котлом; 4 и 5 — расходы пара и питательной воды.

цилиндр низкого давления и попадает в конденсатор.

С увеличением тепловыделения в топке происходит нарастание давления и температуры пара перед турбиной. Скорость подъема давления и температуры выбирается из условия про-

грева паропровода и турбины (в первую очередь головной части цилиндра высокого давления).

При давлении пара 3—10 атa (в зависимости от конструкции турбины) ротор начинает вращаться паром от котла и валоповоротный механизм отключается. Увеличением паропроизводительности котла повышают число оборотов ротора. При достижении нормального числа оборотов генератор синхронизируется, включается в электрическую сеть и принимает нагрузку. Дальнейшая растопка котла и прогрев турбины проводятся при все увеличивающемся расходе, давлении и температуре пара с соответствующим повышением электрической нагрузки. К моменту выхода на рабочие параметры пара турбина несет практически полную нагрузку.

График пуска блока из двух котлов ТП-230-2 с турбиной ВК-100-2 приведен на рис. 24-10. При блочном пуске по сравнению с последовательным пуском котла и турбины ускоряется разворот станции. Это происходит за счет совмещения растопки котла и турбины, а главное за счет возможности более быстрого прогрева турбины паром с постепенно нарастающими параметрами.

При одновременном пуске котла и турбины практически отсутствуют потери конденсата и тепла с продувочным паром, поскольку с самого

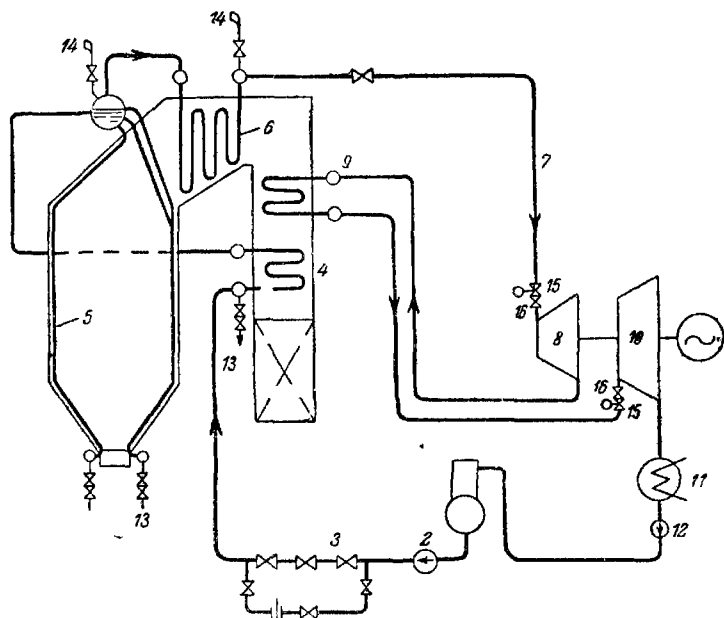


Рис. 24-9. Растопочная схема блока с барабанным котлом.

1 — деаэратор; 2 — питательный насос; 3 — питательный трубопровод с арматурой; 4 — экономайзер; 5 — экраны; 6 — пароперегреватель; 7 — паропровод к турбине; 8 и 10 — цилиндр высокого и низкого давления; 9 — промежуточный перегреватель; 11 — конденсатор; 12 — конденсатный насос; 13 — дренажи; 14 — воздушники; 15 и 16 — стопорный и регулирующий клапаны турбины

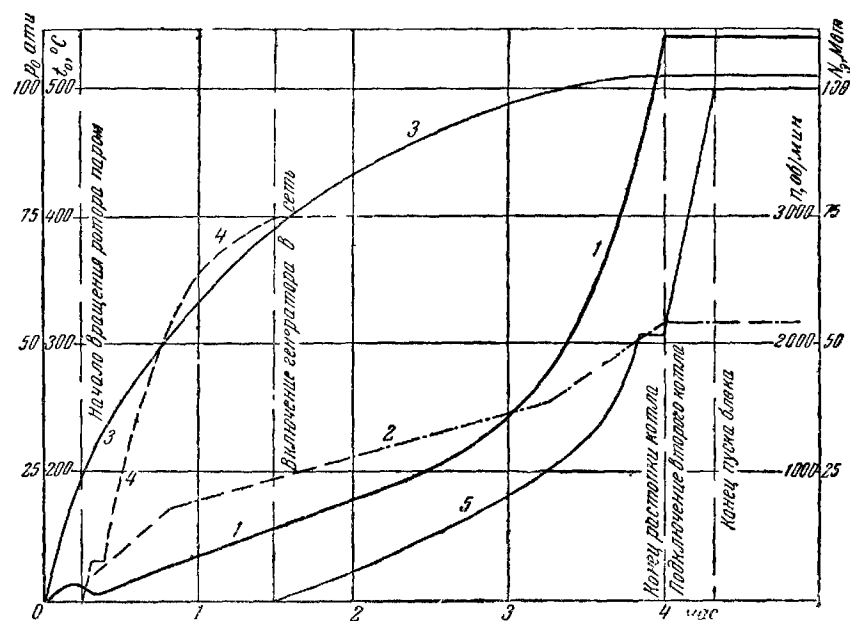


Рис. 24-10. График пуска блока из двух барабанных котлов Т11-230-2 и турбины ВК-100-2 (по данным Южного отделения ОРГРЭС).

1 — давление в барабанах котлов; 2 — температура насыщения в барабанах котлов; 3 — температура пара за пароперегревателем; 4 — число оборотов ротора турбины; 5 — нагрузка турбины.

начала парообразования пар используется для прогрева паропровода и турбины.

При блочном пуске котла имеет место больший отбор пара из котла по сравнению с имеющимся при растопке на общую магистраль. Благодаря низкому давлению в начальный период растопки объемный расход пара близок к значению при номинальной нагрузке и рабочих параметрах пара. Это наряду с увеличенным отбором пара обеспечивает надежную циркуляцию и равномерное распределение пара по отдельным змеевикам пароперегревателя.

Блок с прямоточным котлом. При пуске блока с прямоточным котлом надо удовлетворить два противоречивых условия: разогревать турбину с малым начальным расходом пара и низкими параметрами и в то же время охлаждать испарительную часть котла с относительно большим расходом рабочего тела (25—30% номинального) и с давлением, близким к нормальному. Эта задача решается рядом способов организации растопки.

Наиболее полно указанные требования к пуску блоков с прямоточными котлами выполняются в способе растопки, предложенном МоЦКТИ. Прямоточный котел оборудуется специальным растопочным сепаратором, который устанавливается на пароперегревательном тракте (рис. 24-11). Перед растопкой задвижка на основном тракте котла находится в закрытом положении, так что рабочее тело может проходить по обводной линии через сепаратор в пароперегреватель. После пуска насоса вода прокачивается с расходом 25—30% номинального по замкнутому контуру —

котел — сепаратор — пароперегреватель — деаэрактор. Для предотвращения поступления воды в турбину запорная задвижка перед ней находится в закрытом положении. После удаления воздуха в основной части котла устанавливают давление 50—80% рабочего путем прикрытия дроссельного вентиля, находящегося перед сепаратором. Таким образом, часть котла, расположенная до сепаратора, работает с повышенным давлением, а за сепаратором — с давлением, близким к давлению в деаэракторе.

После включения горелок начинается парообразование в котле. Вода, отделенная в сепараторе, направляется в деаэрактор по линии продувки. А пар из сепаратора по растопочному трубопроводу вначале также подводится к деаэрактору. Тепловая нагрузка топki поддерживается небольшой, так что количество образующегося пара не превышает 5—10 т/ч.

После подготовки турбины к разогреву открывают запорные и регулирующие клапаны перед турбиной, и выделенный в сепараторе пар поступает в цилиндр высокого давления, промежуточный перегреватель и цилиндр низкого давления. При этом растопочная линия отключается. Таким образом, через

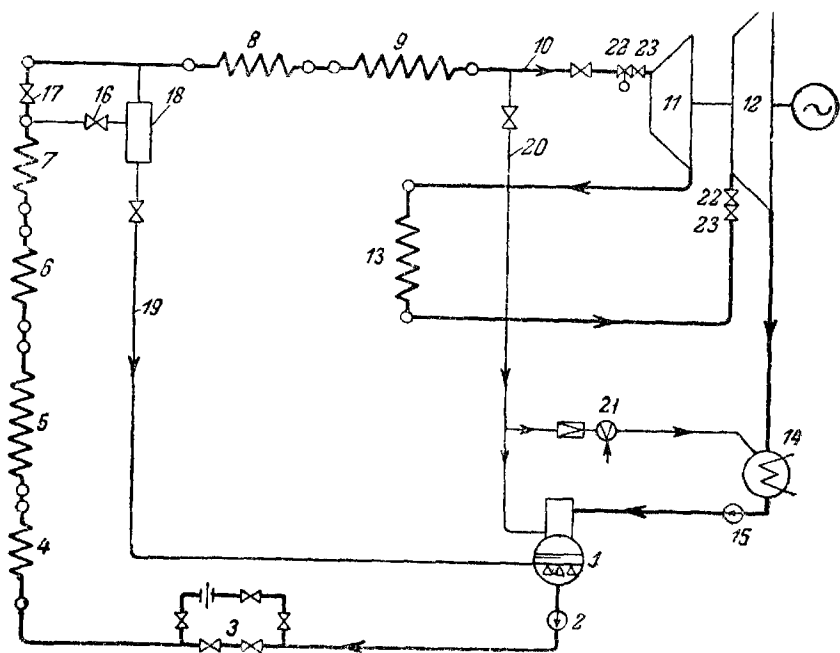


Рис. 24-11. Растопочная схема блока с прямоточным котлом (по ЦКТИ).

1 — деаэрактор; 2 — питательный насос; 3 — питательный трубопровод; 4 — экономайзер; 5 — испарительная радиационная поверхность; 6 — переходная зона; 7 и 8 — радиационный пароперегреватель; 9 — конвективный перегреватель; 10 — паропровод; 11 и 12 — цилиндры высокого и низкого давления; 13 — промежуточный перегреватель; 14 — конденсатор; 15 — конденсатный насос; 16 — линия к сепаратору с дроссельным вентилем; 17 — задвижка; 18 — растопочный сепаратор; 19 — сбросная линия; 20 — растопочный трубопровод; 21 — трубопровод с дроссельно-увлажнительной установкой; 22 и 23 — стопорный и регулирующий клапаны.

испарительные поверхности проходит пароводяная смесь с большим расходом, а через пароперегреватель и турбину — пар с небольшим расходом и низкими параметрами пара. Кипящая вода из растопочного сепаратора по-прежнему направляется в деаэратор. В случае невозможности использования тепла продувочной воды в деаэраторе образующийся в нем пар сбрасывается в конденсатор турбины.

В зависимости от графика прогрева турбины с определенной скоростью увеличивают тепловыделение в топке. При постоянном расходе питательной воды повышение тепловыделения в топке сопровождается возрастанием паропроизводительности и соответствующим повышением давления пара перед турбиной. Температура пара также находится в прямой зависимости от величины тепловыделения в топке. При необходимости она может снижаться при помощи впрыска или повышаться за счет включения вспомогательных горелок, расположенных в верхней части топки.

Давление в котле перед сепаратором в течение всего периода растопки поддерживается на заданном уровне открытием дроссельного вентиля перед сепаратором.

При достижении нормального числа оборотов ротора турбины генератор включают в сеть и набирают электрическую нагрузку по мере увеличения расхода пара. При определенном тепловыделении в топке вся питательная вода, поступающая в котел, превращается в пар. В это время производят отключение продувочной линии из растопочного сепаратора. По мере повышения давления перед сепаратором открывают задвижку на тракте котла и отключают сепаратор. Далее растопку котла продолжают обычным способом.

Примерный график растопки прямоточного котла типа ПК-33 с турбиной ПВК-200 представлен на рис. 24-12.

В прямоточных сепараторных котлах воз-

можно использование для растопки имеющегося рабочего сепаратора, перед которым устанавливают дроссельное устройство, лучше всего регулирующую задвижку, имеющую небольшое сопротивление в открытом состоянии.

На рис. 24-13 представлена другая растопочная схема прямоточного котла, используемая в зарубежной практике. Растопочный сепаратор в этой схеме установлен за пароперегревателем и рассчитан на давление 15—20 ат. Растопку ведут с расходом питательной воды 25—30 % номинального и давлением в котле, равным 50 % рабочего. С момента начала парообразования вторичный пароперегреватель охлаждается паром, выделенным в растопочном сепараторе. Пар после вторичного перегревателя сбрасывается в деаэратор или конденсатор турбины. После достижения небольшого перегрева за первичным пароперегревателем прогревается паропровод и вслед за ним пускается турбина. Прогрев паропровода и турбины вначале ведется с небольшим расходом пара, так что большая часть образующегося пара сбрасывается через редукционную установку в конденсатор.

По достижении турбиной нормального числа оборотов генератор включается в сеть и нагружается. Одновременно поднимают давление за котлом до номинальной величины. В рассмотренном способе растопки турбина начинает прогреваться вслед за растопкой котла паром с относительно высокой температурой. Таким образом, совмещение прогрева котла и турбины имеет место лишь в конечный период растопки. Тем самым такой пуск блока сопровождается несколько большими потерями тепла.

Пуск блока из горячего состояния. При остановке котел охлаждается значительно быстрее, чем турбина. Поэтому при пуске блока из горячего состояния вначале растапливается котел с выдачей пара на растопочную линию до тех пор, пока температура перегретого пара не станет близкой к температуре головной части турбины. После этого пар подают в турбину и далее ведут одновременный прогрев котла и турбины. В этом случае пуск

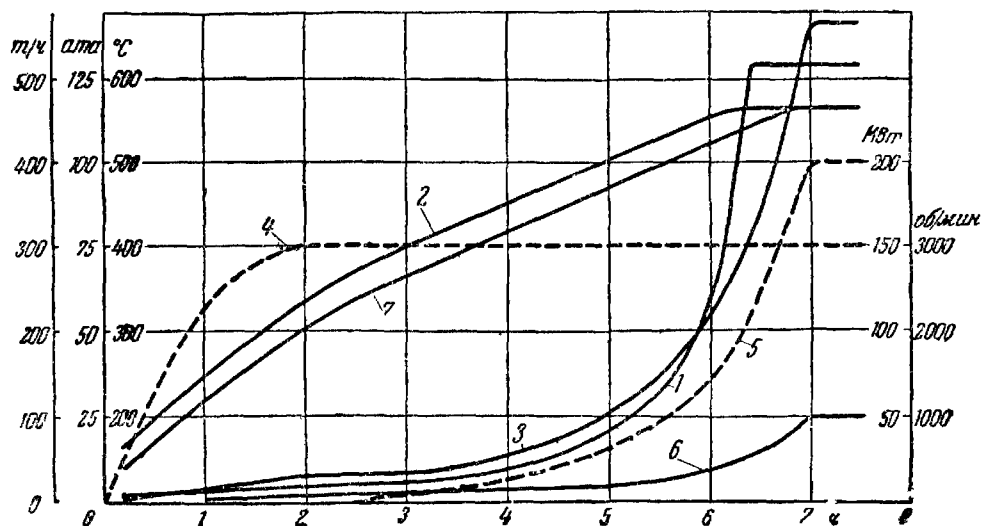


Рис. 24-12. Примерный график растопки котла ПК-33 с турбиной ПВК-200 (по данным ЛМЗ и МоСКТИ).

1 и 2 — давление и температура пара перед турбиной; 3 — паропроизводительность, 4 — число оборотов ротора турбины; 5 — нагрузка турбины; 6 — давление пара за цилиндром высокого давления; 7 — температура пара за промежуточным перегревателем.

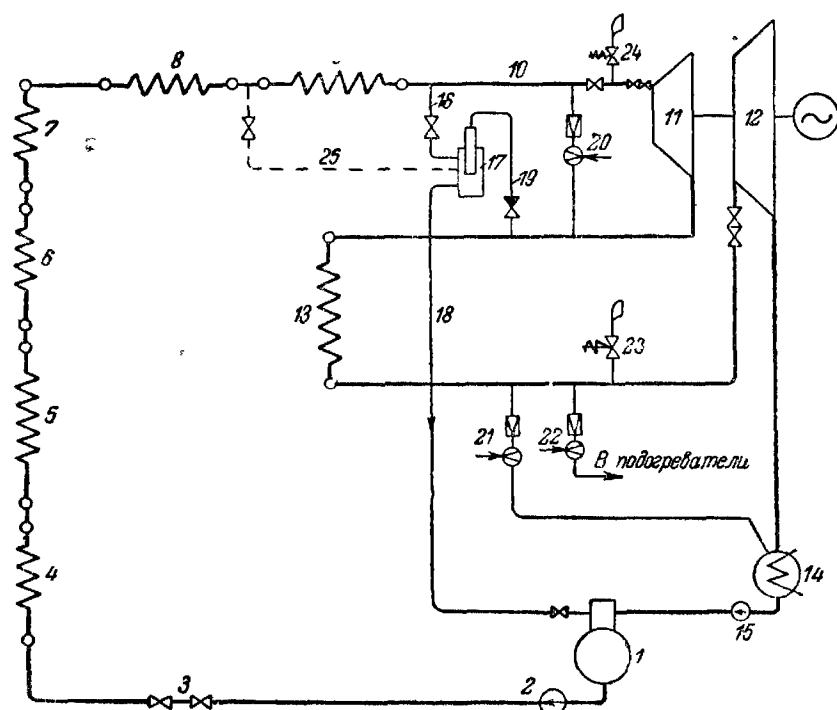


Рис. 24-13. Растопочные схемы прямоточного котла с дроссельно-увлажнительными устройствами. 1 — деаэратор; 2 — питательный насос; 3 — питательный трубопровод; 4 — конопайзер; 5 — испарительная радиационная поверхность; 6 — переходная зона; 7 и 8 — радиационный пароперегреватель; 9 — конвективный перегреватель; 10 — паропровод; 11 и 12 — цилиндры высокого и низкого давления; 13 — промежуточный перегреватель; 14 — конденсатор; 15 — конденсатный насос; 16 — растопочный трубопровод; 17 — растопочный сепаратор; 18 — сбросная линия; 19 — паропровод от растопочного сепаратора с обратным клапаном; 20 — дроссельно-увлажнительная установка; 21 — линия в конденсатор; 22 — линия к подогрев телам; 23 и 24 — выход в атмосферу; 25 — остановочная линия.

турбины начинается как бы с середины нормальной растопки блока. Промежуточный пароперегреватель до пуска пара в турбину охлаждается паром, выделенным в растопочном сепараторе (рис. 24-13), или дросселированным паром, отобранном за первичным пароперегревателем.

24-3. ОСТАНОВ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Останов котла может быть нормальным и аварийным. Нормальный останов проводится по диспетчерскому графику с предварительным снижением паропроизводительности котла до отключения топки. В аварийных случаях требуется экстренный останов котла, что вызывает необходимость прекращения горения в топке при паропроизводительности котла, с которой он работал. Таким образом, при аварийном останове котла его нагрузка резко снижается до нуля.

Останов котла при работе на общую магистраль

Барбанный котел нормально останавливается в следующем порядке: постепенно снижается нагрузка на котле, затем гасятся

горелки; после погасания факела отключают тяго-дутьевые механизмы и продолжают питать котел водой, поддерживая нормальный уровень в барабане. До погасания факела в топке давление в барабане котла лишь немногим отличается от рабочего за счет снижения падения давления в пароперегревателе и паропроводе к общей магистрали.

После останова котла его отключают от паровых магистралей и закрывают продувочные линии. При необходимости быстрого охлаждения котла через определенное время открывают линию продувки и включают дымосос. Затем при небольшом избыточном давлении в котле открывают дренажи и удаляют воду из котла. Время расхолаживания котла определяется его типом и выбирается таким, чтобы температурные напряжения в металле не превысили допустимых.

Аварийный останов барабанного котла производится так же, как и нормальный, за исключением операций по предварительному снижению нагрузки.

Останов прямоточного котла. При нормальном останове вначале снижают нагрузку на котле до растопочной (25—30% номинальной). После этого котел переключают на растопочный сепаратор открытием запорных и дроссельных органов на растопочной линии и закрытием главной паровой задвижки. Далее, гасится факел и отключается вспомогательное оборудование. Через котел и растопочную линию продолжают прокачивать воду с целью вымывания солей. При этом происходит быстрое расхолаживание пароперегревателя, что допустимо при применении перлитной стали. После удаления солей насос останавливается и принимаются меры для консервации котла.

Часто используют другой вид нормального останова котла. После перевода котла на растопочный сепаратор одновременно отключают горелки и прекращают питание котла. Сразу же отключают линию на растопочный сепаратор; этим предотвращается быстрое расхолаживание пароперегревателя. Такой вид останова применяется при выполнении коллектора пароперегревателя из аустенитной стали во избежание появления трещин при резком расхолаживании. Эту же цель преследует отвод пара из пароперегревателя по остановочной линии (рис. 24-13). Этот же вид останова применяют при выводе котла в ремонт. В этом случае после отключения котла от растопочного сепаратора открывают дренажи на экономайзерной и испарительной поверхности на-

грева и давлением пара производят быстрое опорожнение котла.

Аварийный останов котла производят без предварительного снижения нагрузки и перевода котла на растопочный сепаратор путем одновременного прекращения питания и горения в топке. После этого котел отключается от паровой магистрали.

Останов котла при работе в блоке

Нормальным является останов с постепенным расхолаживанием всего блока, что применимо для барабанных котлов и прямоточных, снабженных растопочным сепаратором по схеме ЦКТИ.

Останов блока с расхолаживанием производится в обратной последовательности по отношению к пуску. Вначале производится разгрузка котла и турбины при постоянном давлении пара в паровой магистрали. Далее производятся снижение нагрузки и расхолаживание котла при постепенном снижении давления и температуры пара перед турбиной.

При достижении нагрузки на прямоточном котле, равной растопочной, включают растопочный узел и далее производительность котла изменяется за счет снижения сухости пара при неизменном расходе питательной воды.

На барабанном котле расход питательной воды постепенно снижается в соответствии с паропроизводительностью котла.

После полной разгрузки генератора его отключают от электрической сети. Далее факел гасится. При таком способе останова температура деталей котла и турбины постепенно снижается.

Аварийный останов котла, производимый в случае повреждений в котле или турбине, осуществляется так же, как при работе котлов (барабанного или прямоточного) на общую магистраль.

При аварийном отключении генератора турбина может остаться на холостом ходу, для чего требуется небольшой расход пара. Нагрузка на барабанном котле в этом случае снижается до требуемой величины путем уменьшения подачи топлива и воздуха в котел. В блоке с прямоточным котлом (см. рис. 24-13) при отключении генератора нагрузка на котле снижается до растопочной, причем только часть пара идет на турбину, а избыточное количество сбрасывается через быстродействующие редукционные установки и промежуточный пароперегреватель в конденсатор турбины. Охлаждение промежуточного перегре-

вателя обеспечивается пропуском пара через него.

Если быстродействующих редукционных установок нет (как на рис. 24-11), то отключение генератора вызывает останов блока. После устранения неисправностей блок разогревается, как после кратковременного останова.

24-4. НОРМАЛЬНАЯ РАБОТА КОТЛА

Обслуживание котла при нормальной работе заключается в поддержании его паропроизводительности в соответствии с электрической нагрузкой станции при обеспечении заданных параметров пара и экономичности процесса горения.

Организация регулирования рабочих процессов в котле зависит от схемы станции и типа котла. Так, например, температура пара регулируется по-разному в барабанном и прямоточном котлах, а регулирование экономичности процесса сжигания топлива производится одинаково в различных типах котлов. Способы регулирования нагрузки котла определяются главным образом типом компоновки котлов и турбин на станции.

Регулирование экономичности процесса горения заключается в поддержании необходимого избытка кислорода в конце топки и правильном распределении воздуха по отдельным горелкам.

Каждому значению расхода топлива должен отвечать определенный расход воздуха. В стационарном режиме величина тепловыделения в топке однозначно связана с паровой нагрузкой котла. Поэтому количество воздуха, подаваемого в топку, можно регулировать по величине паропроизводительности котла. Однако мгновенное значение паропроизводительности при переходных режимах может быть больше или меньше расхода пара, полученного за счет сжигания топлива, на величину прироста расхода пара за счет аккумулирующей способности котла.

Этот прирост расхода пара определяется скоростью изменения давления в барабане котла или трубопроводе за испарительной поверхностью нагрева (в прямоточном котле). Таким образом, расход пара и скорость изменения давления характеризуют величину тепловыделения в топке и могут служить косвенным импульсом на регулирование подачи воздуха. Такая схема регулирования заключается в поддержании соотношения «тепло—воздух» (рис. 24-14).

На регулятор воздуха $PВ$ воздействуют импульсы по расходу пара $П$ и скорости изменения давления. Последний импульс получается в электронном дифференциаторе $ЭД$ путем преобразования сигналов от чувствительного манометра $М$. В соответствии со значениями сигналов от этих импульсов регулятор воздуха переставляет регулирующие органы дутьевого вентилятора. Обратная связь осуществляется по расходу воздуха $В$, проходящего через воздухоподогреватель.

Таким образом, регулятор воздуха поддерживает заданное соотношение между тепловыделением в топке и подачей воздуха таким, чтобы обеспечить определенный избыток кислорода. При изменении свойств топлива регулятор настраивается на поддержание нового оптимального соотношения «тепло — воздух».

В блочных установках температура питательной воды зависит от нагрузки, поэтому величина приращения энтальпии рабочего тела соответствующим образом изменяется. Это требует определенной корректировки соотношения «тепло — воздух». В противном случае точность поддержания заданного избытка кислорода уменьшится.

В схеме прямого регулирования импульсом для изменения подачи воздуха служит величина избыточного кислорода в дымовых газах (рис. 24-14, б). Содержание кислорода измеряется магнитным кислородомером $К$, сигнал от которого подается на регулятор экономичности $РЭ$, который в свою очередь воздействует на регулятор воздуха.

Дымовые газы, подаваемые в кислородомер, забираются за конвективными поверхностями нагрева. При присосах воздуха точность регулирования снижается, так как количество кислорода, поступившего с присосом, одного порядка с регулируемой величиной избыточного кислорода в конце топки. Поэтому при больших значениях присоса воздуха этот способ регулирования не применяется.

Существует большое количество других схем регулирования воздуха. Применяют комбинированные способы регулирования, в которых основным является регулирование соотношения «тепло — воздух», а корректировка этого соотношения производится по содержанию кислорода в дымовых газах. Часто используют воздействие на регулятор воздуха, дополнительного опережающего импульса от регулятора нагрузки $РН$.

Кроме описанных схем регулирования общего расхода воздуха, иногда регулируют распределение воздуха по отдельным горелочным

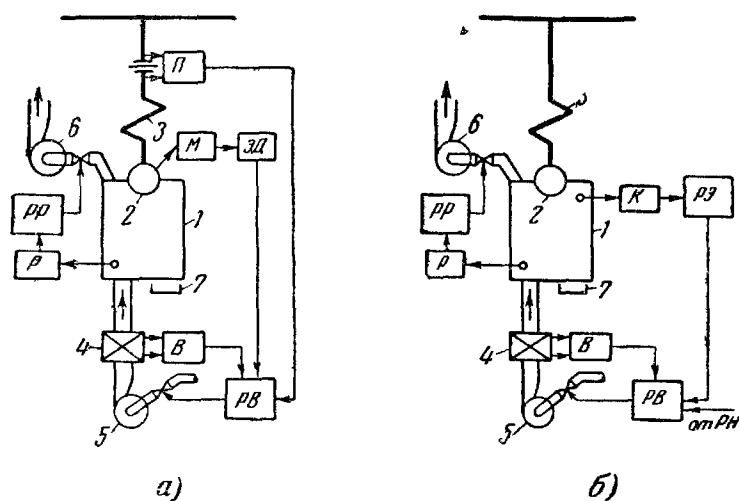


Рис. 24-14. Схема регулирования экономичности процесса горения.

а — по схеме «тепло — воздух»; б — по содержанию кислорода в топочных газах

1 — котел; 2 — барабан котла; 3 — пароперегреватель; 4 — воздухоподогреватель; 5 — дутьевой вентилятор; 6 — дымосос; 7 — топливоподающее устройство.

устройствам. В циклонных топках для этой цели используют импульсы по содержанию избыточного кислорода за каждым циклоном.

В котлах с уравновешенной тягой разрежение в топке поддерживается на определенном уровне путем изменения нагрузки дымососа. Импульсом для регулирования служит разрежение в конце топки P . Регулятор разрежения $РР$ воздействует на устройства, изменяющие нагрузку дымососа.

Прямые и косвенные импульсы обладают небольшой инерцией (10—20 сек), поэтому удается сравнительно легко поддерживать в топке необходимый избыток кислорода, даже при резко переменных режимах работы котла.

Регулирование паропроизводительности котла

При работе котлов на общую магистраль часть из них выделяется в качестве регулирующих, а остальные несут постоянную нагрузку. Если произошло нарушение баланса в выработке пара и потреблении его турбинами, то давление в магистрали и барабанах котлов начнет изменяться. Скорость изменения давления в барабане котла зависит от глубины небаланса и величины аккумулирующей способности котла.

В соответствии с изменением давления регулирующие органы котла должны восстановить давление в магистрали путем соответствующего изменения тепловыделения в топке. При падении давления надо увеличить тепловую нагрузку топки, а при его росте — уменьшить. Импульсом для регулирования служит величина давления пара в магистрали, измеряемого чувствительным манометром. От регуля-

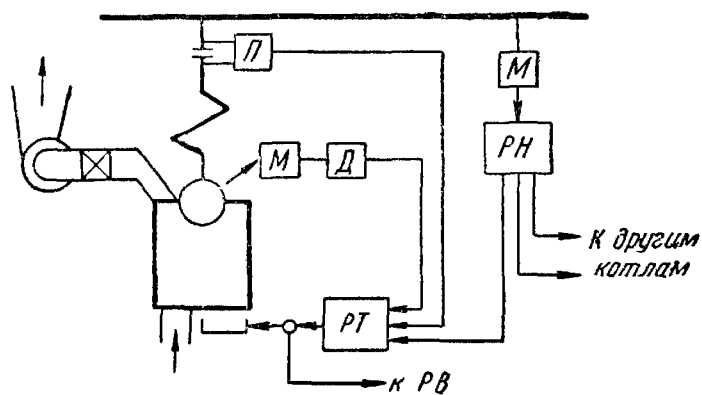


Рис. 24-15. Схема регулирования нагрузки котлов при работе на общую магистраль.

тора нагрузки *РН* сигнал передается на регуляторы топлива *РТ* всех котлов, работающих на общую магистраль (рис. 24-15).

Если ограничиться только одним импульсом по давлению пара в магистрали, то в процессе регулирования произойдет перераспределение нагрузки между отдельными котлами. Последнее является следствием внутренних возмущений и неоднозначной связи между расходом топлива и режимом работы топливоподающих устройств. Например, в системах с промежуточным бункером увеличение числа оборотов питателей пыли не всегда приводит к соответствующему увеличению подачи топлива из-за зависания пыли в бункере. В результате этого при одном и том же сигнале от регулятора нагрузки производительность отдельных котлов изменится по-разному.

При внутреннем возмущении, происшедшем в каком-либо котле, изменятся его производительность и соответственно давление пара в магистрали. Под воздействием регулятора нагрузки паропроизводительность всех котлов будет изменена, в то время как требовалось восстановление нагрузки лишь на одном котле.

Перераспределение нагрузки между отдельными котлами устраняется путем использования дополнительных импульсов по расходу и скорости изменения давления пара, воздействующих на регулятор топлива. В этом случае регулятор нагрузки изменяет задание регулятору топлива на поддержание нового значения расхода пара.

При внутренних возмущениях импульс по «теплу» приводит в действие регулятор топлива данного котла, который восстанавливает заданную нагрузку.

В некоторых случаях имеют место такие нарушения в тепловыделении, которые нельзя восстановить. Например, это имеет место при выпадении из работы вентилятора, дымососа или некоторых горелочных устройств. При таких возмущениях необходимо изменить за-

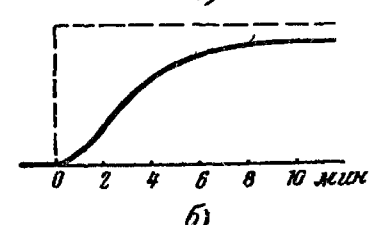
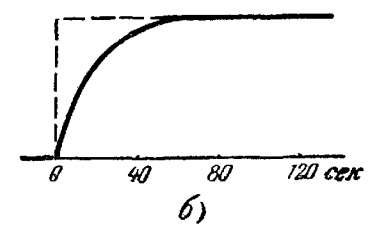
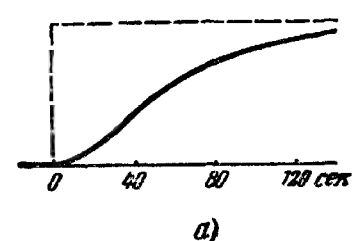
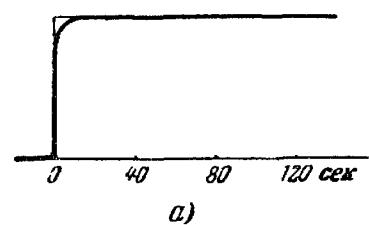


Рис. 24-16. Разгонные характеристики некоторых топок.

а — газовая (мазутная) топка, б — пылеугольная топка (пылесистема с промежуточным бункером)

Рис. 24-17. Разгонные характеристики некоторых топок.

а — пылеугольная с шахтными мельницами, б — слоевая топка.

дание регулятору топлива в соответствии с нагрузкой, которую может обеспечить котел. В противном случае котел выходит из автоматического управления.

Если на станции установлены барабанные и прямоточные котлы, то в качестве регулирующих котлов могут быть использованы как те, так и другие. У прямоточных котлов меньше аккумулирующая способность по сравнению с барабанными котлами. Поэтому скорость падения давления в них будет больше. Это дает возможность раньше обнаружить нарушение стационарного режима и быстрее приступить к его восстановлению.

Скорость восстановления режима, кроме глубины возмущения, зависит от аккумулирующей способности котла и инерции топочного устройства. Прямоточные котлы обладают меньшей аккумулирующей способностью, поэтому на восстановление режима при прочих равных условиях потребуется меньший прирост тепловыделения.

Небаланс в выработке и потреблении пара также будет ликвидирован скорее при малоинерционных топочных устройствах.

Величину инерции топочных устройств характеризуют кривой разгона. На рис. 24-16 даны разгонные характеристики газовой (мазутной) топки и пылевой с промежуточным бункером. Из этих кривых видно, что при сжигании газа тепловая нагрузка топки практически устанавливается на новом уровне через 3—5 сек после изменения положения регулирующих органов, подающих топливо и воздух. В пылеугольных топках с промежуточным бункером инерция топочного устройства также невелика.

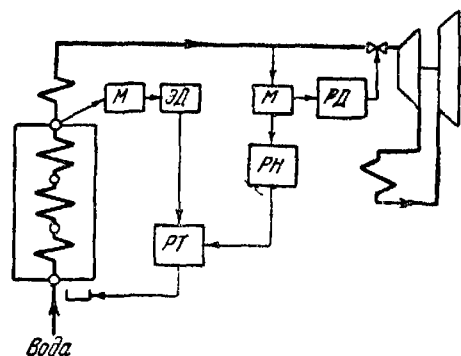


Рис. 24-18. Схема регулирования нагрузки в прямоточном котле, работающем в блоке с турбиной.

Инерция шахтно-мельничных топок больше (рис. 24-17). Однако и в этом случае новая паропроизводительность котла устанавливается сравнительно быстро. Наибольшей инерцией обладают слоевые топки, но они практически не применяются на электростанциях, особенно при наличии прямоточных котлов.

При работе котла в блоке с турбиной регулирование нагрузки упрощается, поскольку отсутствует взаимное влияние параллельно работающих котлов. Импульсом для регулирования также служит давление за котлом. В качестве опережающего используют импульс по скорости изменения давления в тракте котла (рис. 24-18). При падении давления котел должен увеличить паропроизводительность в соответствии с новой нагрузкой турбины. Если по каким-либо причинам (отключились дымосос, мельница и пр.) котел не может набрать новую нагрузку, то давление будет продолжать падать. В этом случае необходимо регулируемыми органами на турбине уменьшить пропуск пара до величины, обеспечиваемой котлом. В противном случае давление упадет до нуля и произойдет вынужденный останов блока.

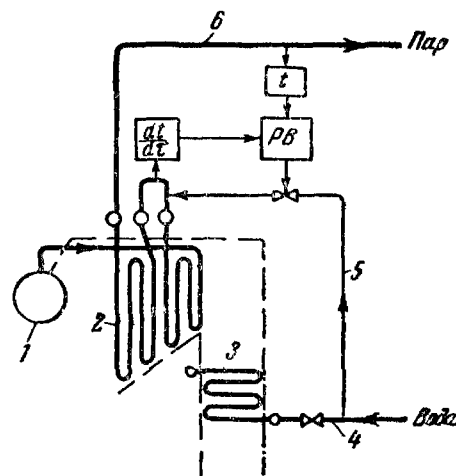
Для ограничения нагрузки на турбине устанавливают регулятор давления $РД$, который при чрезмерном снижении или повышении давления перед турбиной соответствующим образом изменяет пропуск пара на турбину. На такой принципиальной основе построено регулирование блока прямоточного котла ПК-33 с турбиной ПВК-200.

Регулирование температуры перегрева

В барабанном котле температура пара изменяется вследствие перераспределения тепловосприятия между радиационными и конвективными поверхностями нагрева. Это имеет место при изменениях нагрузки, избытка воздуха и пр. Кроме того, температура пара может отклониться от среднего значения при

Рис. 24-19. Схема регулирования температуры пара в барабанном котле с впрыскивающим пароохладителем.

1 — барабан котла; 2 — пароперегреватель; 3 — экономайзер; 4 — питательная линия; 5 — линия впрыска; 6 — паропровод.



резком изменении давления, так как соотношение между тепловосприятием и расходом пара при этом меняется.

Основным средством регулирования перегрева служит пароохладитель (поверхностный или впрыскивающий). Изменение степени включения пароохладителя регулируется в зависимости от величины конечной температуры пара t . В качестве опережающего импульса может быть использована скорость изменения температуры пара dt/dt за первой ступенью пароперегревателя (рис. 24-19).

Регулирование температуры пара в прямоточном котле принципиально отличается от регулирования перегрева в барабанном котле. Для поддержания температуры пара на заданном уровне надо выдержать определенное соотношение между тепловыделением в топке и расходом питательной воды. При нарушении этого соотношения, что имеет место обычно со стороны топлива, температура начнет изменяться. Для восстановления температуры перегретого пара надо или восстановить тепловыделение в топке, или изменить подачу воды соответственно новому значению тепловыделения.

В котлах, сжигающих газообразное и жидкое топливо, восстановление нарушенного соотношения удобнее вести путем изменения расхода топлива. Это связано с малой инерцией топки и легким определением по расходу меру степени прироста расхода топлива.

Инерция пылеугольных топок (вместе с системой пылеприготовления) больше, поэтому здесь более предпочтительным является регулирование изменением расхода питательной воды. При этом допускается некоторое колебание тепловыделения в топке, если оно мало влияет на величину средней паропроизводительности котла. Таким образом, при таком регулировании расход питательной воды все время следует за расходом топлива.

Нарушение соотношения в подаче воды и топлива в котел скажется на конечной температуре пара со значительным запаздыванием (до 10—15 мин при нормальной нагрузке). Поэтому регулирование необходимо вести по опережающим импульсам.

В качестве опережающего импульса используется температура пара за начальной частью пароперегревателя. Время запаздывания при этом обычно не превышает 1—1,5 мин. В немецкой практике в качестве опережающего импульса используют температуру воды за вспомогательной поверхностью нагрева (импульсной трубкой). Эта трубка шунтирует экономайзер так, что расход воды через нее пропорционален общему расходу питательной воды. Обогреваемая часть импульсной трубки обычно располагается на выходе из топки так, чтобы ее тепловосприятие моделировало тепловосприятие котла в целом.

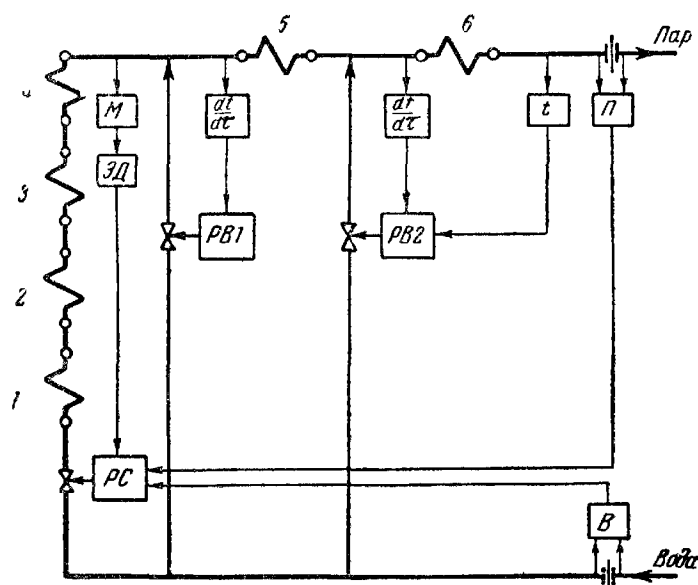


Рис. 24-20. Схема регулирования температуры пара на прямоточном котле.

1 — экономайзер, 2 — испарительный экран; 3 — переходная зона; 4 и 5 — ступени радиационного перегревателя, 6 — конвективный пароперегреватель

Кроме прямых импульсов, используются косвенные — по расходу пара и скорости изменения давления в котле, измеряющие величину тепловыделения в топке (рис. 24-20). Инерция этого комплексного импульса меньше, чем в предыдущих случаях.

Регулятор соотношения РС поддерживает постоянное отношение между величиной тепловыделения в топке и расходом питательной воды. При изменении тепловыделения в топке в зависимости от расхода и скорости прироста давления пара регулятор соотношения изменяет соответствующим образом расход питательной воды.

Вследствие значительного запаздывания при таком регулировании дополнительно ис-

пользуются один-два впрыскивающих пароохладителя. Первый впрыск обычно вводится в начале пароперегревателя. Его задача сводится к поддержанию постоянной температуры за собой. Импульсом, по которому ведется регулирование первым впрыском, является скорость изменения температуры пара за впрыскивающим пароохладителем.

Второй впрыск устанавливается перед конечной частью пароперегревателя, воспринимающей 40—50 ккал/кг. Этот впрыск должен обеспечить постоянную величину перегрева. Импульсами служат конечная температура пара и скорость изменения температуры пара за впрыском. Применение двух впрыскивающих пароохладителей связано с большей инерцией пароперегревателя.

Степень изменения расхода воды на впрыск будет тем меньшей, чем точнее скорректировано соотношение «топливо — вода» основным регулированием. В целом с помощью указанного способа регулирования удастся достаточно хорошо поддерживать температуру на заданном уровне. Отклонения обычно не превышают $\pm (2 \div 5)^\circ \text{C}$.

Регулирование температуры пара у сепараторных прямоточных котлов проводится несколько иначе. В котлах с сепарационно-промывочным устройством поддержанием соотношения «топливо — вода» регулируют температуру пара перед впрыском увлажнения (см. рис. 16-38). В качестве опережающего импульса применяют изменения влажности за испарительной поверхностью.

Поддержание необходимой влажности проводится изменением расхода впрыска увлажнения по положению уровня воды в сборнике отделенной влаги. Конечная температура пара регулируется при помощи впрыскивающих пароохладителей, как указывалось выше.

Температура пара за вторичным пароперегревателем регулируется одинаково как в барабанных, так и в прямоточных котлах. Регулирование ведут при помощи поверхностного пароохладителя, рециркуляции газов, перепуска части дымовых газов помимо перегревателя. Впрыск для целей регулирования не применяется, так как его использование сильно снижает экономичность цикла. Это объясняется тем, что пар, образующийся из воды впрыска, соответственно снижает расход пара, проходящего через цилиндр высокого давления. Импульсами на регулирование являются температура за вторичным пароперегревателем и скорость изменения температуры пара за первой ступенью.

Регулирование питания (уровня)

Регулирование уровня воды в барабане котла производится по двум-трем импульсам. Основным является положение уровня в барабане котла. Вследствие небольшого объема воды в барабане котла регулирование по одному этому импульсу приводит при резких

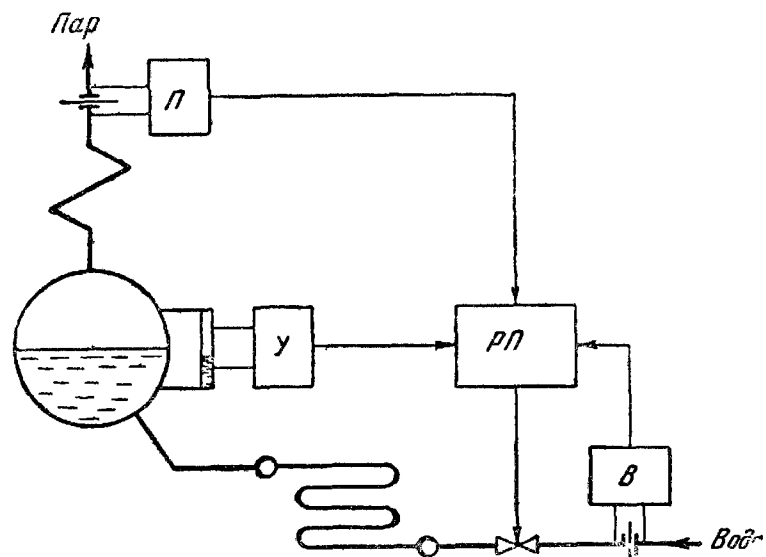


Рис. 24 21. Схема трехимпульсного регулятора уровня.

изменениях нагрузки к упуску воды за допустимые пределы. В качестве опережающего импульса используют расход пара и питательной воды (рис. 24-21). Трехимпульсные регуляторы питания широко используются в барабанных котлах высокого давления.

24.5. ДИРЕКТИВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Эксплуатация котельного агрегата ведется персоналом станции на основе местных инструкций и режимных карт. В свою очередь инструкции должны отражать руководящие положения, изложенные в правилах Госгортехнадзора, правилах технической эксплуатации (ПТЭ), правилах техники безопасности работы на электростанциях и инструкциях заводов-изготовителей. Всякие отступления от этих

положений должны быть технически обоснованы и согласованы с соответствующими организациями.

В правилах Госгортехнадзора регламентируются главным образом вопросы обеспечения безопасной работы котла: правила осмотров и проверки состояния котла; требования к металлу поверхностей нагрева и других деталей котла, находящихся под давлением; требования к качеству сварных соединений и контроль за ними и др. Согласно этим правилам на каждый котел заводится котельная книга, в которую записываются все реконструктивные мероприятия и результаты проверок состояния котла.

С целью предупреждения опасных последствий при аварийных режимах работы котла правила Госгортехнадзора требуют немедленной (аварийной) остановки котла в следующих случаях: при чрезмерном повышении давления; при упуске уровня в барабане котла за верхний и нижний допустимые пределы; при выходе из строя питательных насосов и предохранительных устройств; при повреждении основных элементов котла.

В ПТЭ регламентируются вопросы эксплуатации котла, устанавливаются требования к подготовке персонала и проверке его знаний, содержатся правила по поддержанию в необходимом состоянии основного и вспомогательного оборудования.

Эти правила составляются на основании эксплуатационного опыта, работ наладочных и научно-исследовательских организаций, требований заводов-изготовителей и пр. По мере освоения в работе нового оборудования и разработки новых приемов эксплуатации правила технической эксплуатации уточняются и изменяются.

В режимных картах указывают значения основных регулируемых параметров, которые должны выдерживаться эксплуатационным персоналом. Режимная карта составляется на основе испытаний и отражает наиболее экономичные и надежные режимы работы.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ПЯТАЯ

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

25.1. ПОВЫШЕНИЕ МОЩНОСТИ КОТЛОАГРЕГАТОВ

Последние годы характеризуются очень быстрым ростом максимальной и средней единичной мощности котлоагрегатов.

Это связано в первую очередь со значительным увеличением темпов роста выработки электроэнергии во всех крупных промышленных странах мира. В последние годы выработка электроэнергии в большинстве капиталистических стран возрастала ежегодно на 7—

10%. Еще быстрее шел рост в СССР (11—14%) и других странах социалистического лагеря (в среднем 13% в год). Одновременно шло развитие мощных энергосистем, объединяющих целые районы и даже страны и охватывающих все больший процент общей мощности. В итоге в ряде крупных промышленных стран создались энергосистемы мощностью по несколько миллионов киловатт, а в ряде случаев до 10 млн. кВт и выше.

В этих условиях можно применять агрегаты очень большой мощности, не увеличивая резерва системы сверх обычных 10%.

Вместе с тем повышение единичной мощности агрегатов, особенно турбин, сильно снижает удельную стоимость станции и уменьшает ее штатный коэффициент (число работающих на единицу мощности). Удельная стоимость (на единицу мощности) у котлоагрегатов падает медленнее, чем у турбин, однако и здесь удешевление с ростом мощности играет заметную роль.

Вместе с тем стремление повысить экономичность станций привело в последние годы к массовому применению промежуточного перегрева пара, так как достигаемое при этом увеличение к. п. д. связано с меньшим ростом начальной стоимости станции, чем, например, переход к сверхвысоким давлениям пара (более 140—170 ата у турбины) или тем более к сверхвысоким температурам пара (свыше 550—580°С).

За последнее время во всех крупных промышленных странах промежуточный перегрев стал правилом для мощных турбогенераторов (100 Мвт и выше) конденсационных электростанций.

Это в свою очередь приводит к блочной компоновке станции, при которой последняя состоит из ряда отдельных блоков котел — турбина — генератор — трансформатор.

Такая компоновка имеет ряд преимуществ. Резко упрощаются и удешевляются паропроводы, очень дорогие при высоких параметрах пара; сильно сокращается количество арматуры и измерительных приборов; упрощается обслуживание оборудования; значительно упрощается и ускоряется пуск блоков в работу. За счет всего этого, а также отказа от резервных котлоагрегатов, устанавливавшихся на станциях с магистральными паропроводами, переход на блочные станции дает значительное снижение начальной стоимости установленного киловатта.

Вместе с тем переход на блочную схему и отказ от применения резервных котлов тре-

буют значительного повышения надежности и длительности кампании котлоагрегатов, так как в этом случае остановка котла влечет за собой остановку всего блока.

Одновременно при блочных станциях требуется несколько больший резерв в системе, но даже и с учетом начальной стоимости дополнительных резервных блоков переход на блочные станции даст весьма заметное снижение общих капиталовложений в систему.

При блочной компоновке мощность котла должна равняться мощности турбины; возможно также применение блоков 2 котла — турбина, но это ведет к потере значительной части преимуществ блочной схемы и удорожанию станции на 2—4%.

Мощность турбин, работающих в очень крупных системах, практически не ограничивается соображениями резерва. Поэтому ее целесообразно повышать до тех пор, пока это дает уменьшение удельной стоимости станции и не приводит к трудностям, технически неразрешимым на сегодняшнем уровне техники.

В настоящее время единичная мощность турбины ограничивается только сечением выхлопа пара в конденсатор и при 3 000 об/мин, когда можно иметь длину лопаток 700—750 мм, составляет при трех выхлопах и глубоком вакууме около 250—300 Мвт (в зависимости от параметров цикла). При большей мощности приходится переходить на двухвальную машину с большим числом выхлопов или даже пониженным числом оборотов вала части низкого давления. Последнее заметно утяжеляет и удорожает турбину, но позволяет иметь лопатки длиной порядка 1 100 мм и построить турбину на полную мощность 600—800 Мвт.

В США, где стандартная частота переменного тока не 50, а 60 гц, синхронное число оборотов в минуту составляет 3 600. При этом достижимые мощности (при тех же вакууме и числе выхлопов) несколько ниже и уже при 200 Мвт нередко прибегают к двухвальной схеме.

Учитывая снижение стоимости оборудования, некоторое возрастание к. п. д., заметное при $p \geq 140$ ата, а также уменьшение удельного количества персонала с ростом мощности, в настоящее время считают, что повышение единичной мощности оправдывается, даже если это требует перехода на двухвальные турбины.

Таким образом, тенденция к росту единичной мощности котлоагрегатов является экономически обоснованной и будет, по-видимому,

иметь место, по крайней мере до единичных мощностей порядка 600 *Мвт*, для всех конденсационных агрегатов, устанавливаемых в крупных системах.

Эта тенденция отчетливо видна в практике всех крупных промышленных стран мира.

В США, где суммарная мощность работающих электростанций к 1957 г. дошла до 137 млн. *квт*, естественно, применяются наиболее крупные котлоагрегаты, тем более что характер используемых там топлив (высококалорийные угли с тугоплавкой золой, мазут, газ) сильно облегчает создание сверхмощных котлов. В 1956 г. в США работали 4 котла по 750—800 *т/ч* (250—260 *Мвт*) и более 20 котлов с производительностью около 600 *т/ч* (200—215 *Мвт*). В конце 1957 — начале 1958 гг. были пущены первые котлы 850—900 *т/ч* (275—320 *Мвт*), а на 1959 г. намечается пуск первого котла паропроизводительностью 1 320 *т/ч* (450 *Мвт*).

В Западной Европе к 1957 г. единичная мощность котла не превышала 400—450 *т/ч* (125—150 *Мвт*), но такая мощность была реализована на низкокачественных топливах (бурый уголь с влажностью 55—65% — Западная Германия, многозольные отходы обогащения углей — Франция). В Англии до последнего времени не применяли крупных котлоагрегатов, однако и там в 1959 г. должны вступить в строй первые котлоагрегаты с производительностью около 640 *т/ч* (200 *Мвт*), в 1962 г. — блоки по 275 *Мвт* и в 1963 г. — блок 550 *Мвт*.

В СССР, находящемся по суммарной мощности на втором месте в мире, процесс перехода на сверхмощные агрегаты задержался, и к 1956 г. единичная мощность котлоагрегата не превышала 75 *Мвт* (240 *т/ч*).

Однако увеличение мощности котлоагрегатов в СССР идет очень быстрыми темпами: в 1957 г. пущен был котел на 430 *т/ч*, в начале 1959 г. вступит в строй котлоагрегат 640 *т/ч* (200 *Мвт*) и на 1964—1965 гг. намечен пуск первого котла 1 700—1 800 *т/ч* (600 *Мвт*).

Естественно, что такое стремительное увеличение единичной мощности встречает определенные трудности, которые сильно возрастают при низкосортных топливах.

Проблема создания сверхмощных котлоагрегатов высокой надежности, пригодных для работы на высокосолевых топливах, включает в себя много отдельных задач, из которых основными можно считать три.

Первая задача связана с топкой и ее вспомогательными устройствами. Если в США, где

сжигается в основном малозольный уголь с относительно тугоплавкой золой либо мазут или газ, эта задача решается сравнительно просто, то в условиях СССР она представляет значительные трудности. Низкая температура размягчения золы большинства наших твердых топлив требует глубокого охлаждения топочных газов (до 1 050—1 150° С), т. е. размещения в топке очень больших экранных поверхностей.

Для этого уже при создании котлов 640—660 *т/ч* (200 *Мвт*) приходится делить топочную камеру на две или три части двухсветными экранами, расположенными перпендикулярно фронту котла, и одновременно применять сильно развитые ширмовые поверхности в верхней части топки. При переходе к еще более мощным агрегатам проблема охлаждения газов в топке становится все более трудной.

Одновременно возрастает ширина котла по фронту; котлоагрегаты 200 *Мвт* (ТП-100, ПК-33) имеют уже ширину топки в свету свыше 20 м и расстояние между осями колонн до 25 м и более. Это делает очень сложной задачу конструирования каркаса, в частности горизонтальных балок, расположенных параллельно фронту; эти балки должны противостоять изгибающим усилиям, возникающим при повышении давления в топке (в случае «хлопков») при свободном пролете балки 25—30 м. В США пытаются решить эту проблему путем полного разделения топки по ширине с установкой на каждую часть отдельного каркаса. Однако такое решение ведет к сильному росту габаритов котлоагрегата, увеличивает площадь обшивки и удорожает экраны (за счет замены двухсветных экранов менее эффективными настенными).

При необходимости глубокого охлаждения газов в топке расположение двухсветных экранов только перпендикулярно фронту котла приводит в сверхмощных котлоагрегатах (300—600 *Мвт*) к еще большему вытягиванию топки в ширину, что делает отдельные каркасы неизбежными (рис. 25-1,б).

Значительного улучшения компоновки топки можно добиться путем установки отдельных экранов не только перпендикулярно, но и параллельно фронту котлоагрегата. Однако при угловых горелках это требует разделения обеих половин топки проходом, достаточным для размещения горелок и пылепроводов (рис. 25-1,в). Это приводит к сдвоенному котлу, состоящему из двух почти независимых агрегатов, как это получилось в проекте ан-

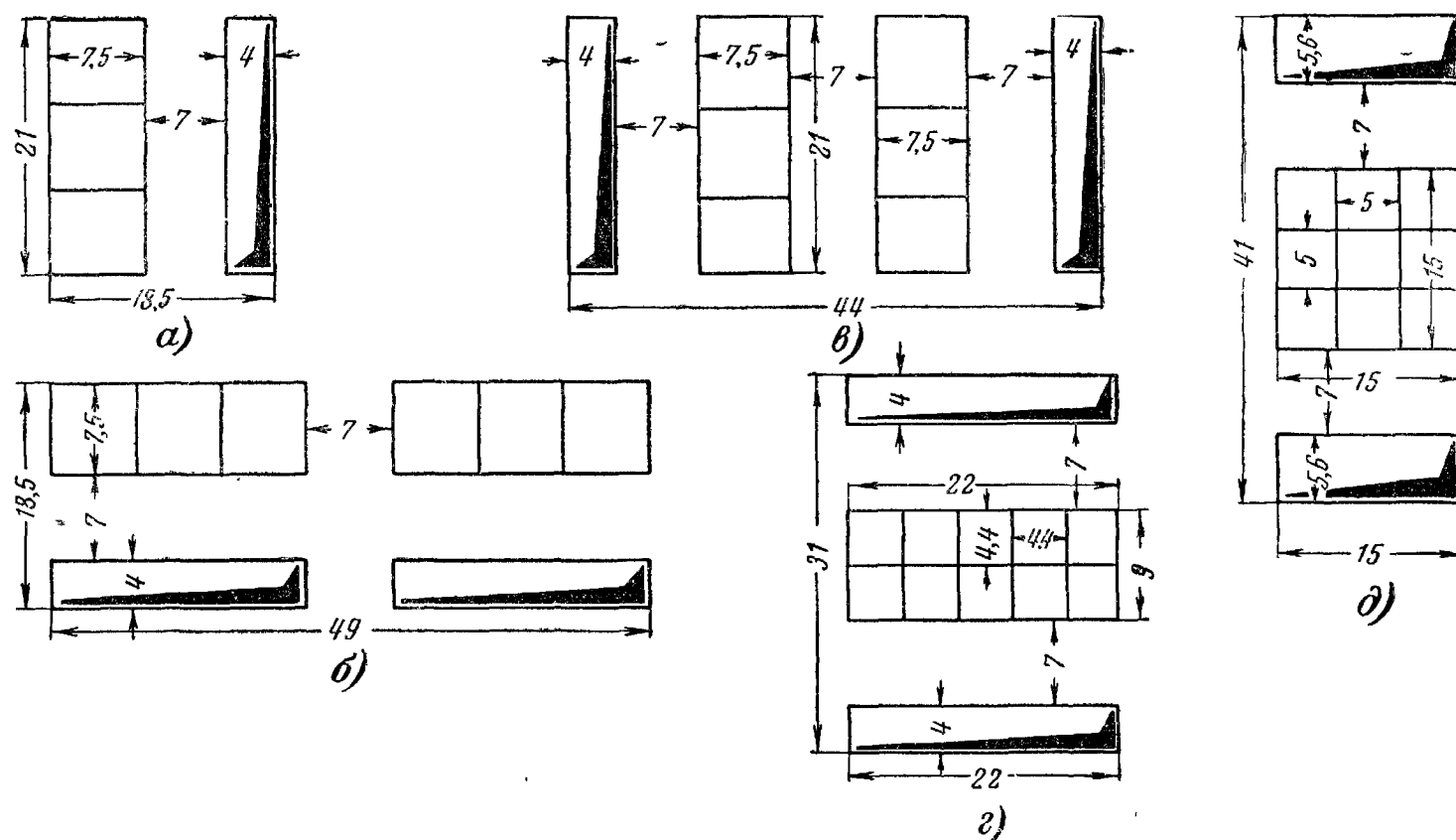


Рис. 25-1. Схемы размещения двухцветных экранов в сверхмощных котлоагрегатах.

а — котлоагрегат 200 Мвт (ПК-33); периметр экранов в плане 87 м; занимаемая площадь (нетто) $21 \times 18,5 \approx 390 \text{ м}^2$; б — сверхмощный котлоагрегат с периметром экранов $\sim 175 \text{ м}$; занимаемая площадь (нетто) $49 \times 18,5 \approx 900 \text{ м}^2$; в — то же при Т-образной схеме; занимаемая площадь (нетто) $44 \times 21 \approx 920 \text{ м}^2$; г — то же при инвертной топке и Ш-образной схеме; занимаемая площадь (нетто) $31 \times 22 \approx 680 \text{ м}^2$; д — то же при расположении двухцветных экранов в два ряда в обеих плоскостях; занимаемая площадь (нетто) $41 \times 15 \approx 615 \text{ м}^2$.

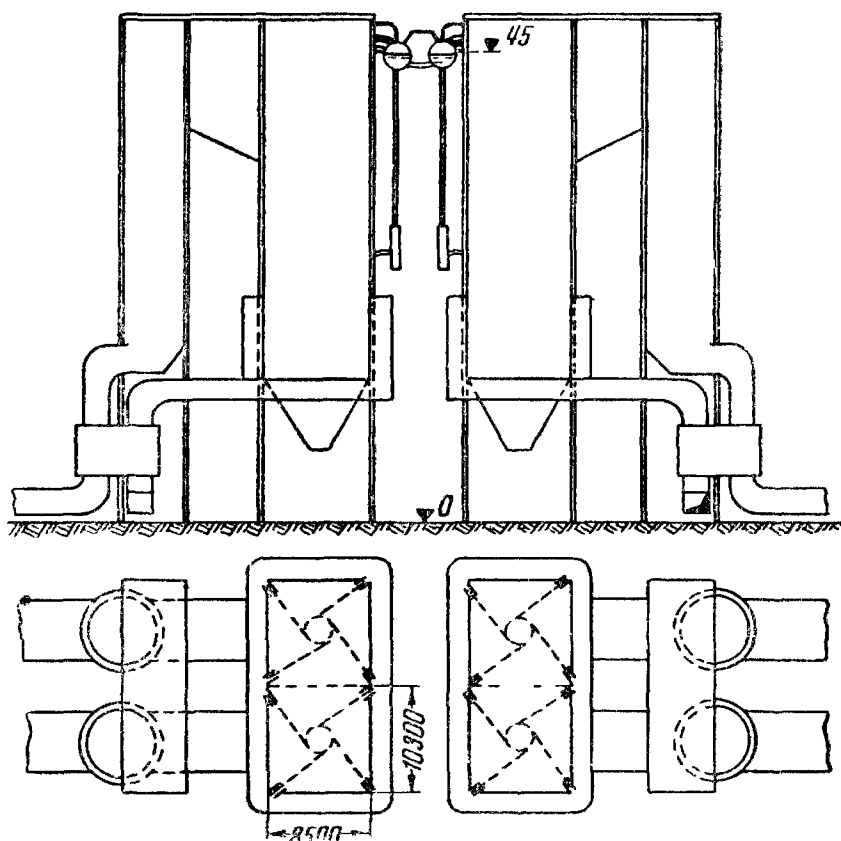


Рис. 25-2. Котлоагрегат на 1700 т/ч (550 Мвт) для станции Той Марш (проект, пуск — 1963 г.).

$p = 170 \text{ атм}$; $t_{ne} = 568/568^\circ \text{ С}$; $t_{n.v} = 252^\circ \text{ С}$. Принудительная циркуляция.

глийского котлоагрегата 1700 т/ч (рис. 25-2).

Более удачно komponуются двухцветные экраны при инвертных топках, когда имеется возможность размещать разделительные стенки в обеих плоскостях (рис. 25-1,г), а двухцветные экраны, не доходящие до низа топочной камеры, даже не в два, а в три и более ряда (рис. 25-1,д).

Для быстро горящих топлив или при использовании циклонных предтопок, когда процесс сгорания завершается в нижней части топочной камеры, можно всю среднюю и верхнюю части камеры заполнять ширмами. В этом случае размещение поверхностей нагрева, необходимых для охлаждения газов ниже температуры шлакования, может быть достигнуто и с умеренным развитием двухцветных экранов.

В настоящее время еще недостаточно опытных данных по работе двухцветных экранов при их тесном расположении и трудной доступности для обдувки. Нет и достаточного опыта работы ширмовых поверхностей при температурах, значительно превышающих температуру шлакования. Поэтому сейчас трудно сказать, какое из двух указанных выше направлений будет основным в развитии топочных камер сверхмощных котлоагрегатов на твердом топливе.

Естественно, что для топлив с тугоплавкой золой, а тем более для котлоагрегатов на мазуте или природном газе вопросы глубокого охлаждения топочных газов снимаются и оформление топочной камеры не встречает особых трудностей, даже для сверхмощных котлоагрегатов.

Увеличение мощности котлоагрегата не дает большого эффекта в части снижения начальной стоимости станции и очень осложняет обслуживание, если единичная мощность вспомогательного оборудования (в частности, пылеприготовительного) не будет соответственно повышена.

Котлоагрегат 75 *Мвт* уже требует установки четырех шахтных мельниц, и было бы весьма трудно для котла 300 *Мвт* размещать и эксплуатировать 16 таких мельниц.

Вместе с тем увеличение единичной мощности шахтных и особенно барабанно-шаровых мельниц встречает ряд трудностей, связанных с увеличением их веса и размеров, а также с обеспечением достаточной равномерности работы всего объема такой мельницы. Поэтому наряду с работой по созданию сверхмощных барабанно-шаровых и шахтных мельниц особое значение имеет широкое применение более компактных мельниц или вообще отказ от мелкого размола угля.

В США широко применяют среднеходные шаровые мельницы, имеющие на легкоразмываемых высококалорийных углях США очень высокую производительность (свыше 400 *т/ч* пара на мельницу).

Такие мельницы непригодны для некоторых топлив СССР, однако их можно успешно применять для достаточно широкого круга наших углей, особенно восточных районов.

Еще более перспективно использование циклонных топок, допускающих применение просто дробленого угля и, следовательно, вообще снимающих проблему размола.

Очень сложной является проблема подсушки высоковлажных углей. Ни среднеходные мельницы, ни циклонные топки не могут удовлетворительно работать на высоковлажном топливе: первые — из-за ограниченности температуры и расхода сушильного агента, вторые — из-за понижения температур в циклонной камере и появляющихся поэтому затруднений с жидким шлакоудалением.

Проблема могла бы решаться (и притом со значительным повышением экономичности станции) за счет подсушки угля паром из отборов турбин, однако пока паровые сушилки очень громоздки и малопродуктивны. Все

же для высоковлажных топлив ($W^n > 10$) их применение может окупиться, особенно при дорогом топливе.

Циклонные топки могут сильно облегчить и решение второй сложной задачи — создания конвективных газоходов для сверхмощных котлоагрегатов на твердом топливе.

Если в США эту задачу решают за счет применения относительно больших скоростей газов, что, естественно, приводит к сокращению сечения конвективной шахты, то многозольные топлива СССР требуют по условиям износа поверхностей нагрева применения малых скоростей. Это приводит уже при $D=660$ *т/ч* (200 *Мвт*) к столь большим сечениям конвективной шахты, что вопрос получения равномерного поля скоростей по всему сечению становится очень трудным. Поэтому даже для таких котлов иногда принимают решение о делении шахты на две независимые части, размещенные по обе стороны топочной камеры (переход с П-образной на Т-образную компоновку), хотя это осложняет схему котла и несколько увеличивает его габариты.

В этих условиях особое значение приобретают улавливание шлака в толке и соответственно уменьшение озоления газов, проходящих сквозь конвективную шахту. При высоком шлакоулавливании можно поднять скорости газов до технико-экономического оптимального предела и получить при этом сильное сужение газохода. Конечно, при этом увеличивается общая высота конвективной шахты, но этого можно избежать, применяя тесные пучки в экономайзере и трубы малого диаметра в воздухоподогревателе или переходя на воздухоподогреватели типа Юнгстрем.

Третьей крупной задачей является оформление парового тракта при очень больших паропроизводительностях.

У барабанных котлов весьма желательно сохранить один барабан как элемент, объединяющий весь агрегат и предотвращающий всякие перекосы в испарительной части котлоагрегата.

В современных сверхмощных котлах внутренний диаметр барабана доходит до 1 800 *мм* и общая длина до 30 *м*. Такие размеры обеспечивают сохранение одного барабана на котле с паропроизводительностью порядка 1 000 *т/ч*. Вместе с тем такие размеры барабана не встречают возражений с точки зрения возможностей изготовления и заставляют только увеличивать грузоподъемность монтажных механизмов (барабан таких размеров при давлении 170 *ата* весит около 200 *т*).

Для еще более мощных котлов (400—600 Мвт) приходится идти на применение двух барабанов, что при наличии двух топок и двух конвективных газоходов уже означает по существу применение сдвоенного котла (рис. 25-2).

У прямоточных котлов рост паропроизводительности не требует увеличения размеров отдельных монтажных блоков.

Однако у сверхмощных котлоагрегатов всех типов оформление парового тракта сильно затрудняется в части пароперегревателя: громадная ширина топки и газохода (25—30 м) неизбежно увеличивает газовые перекосы и повышает требования к перемешиванию потоков пара из отдельных частей агрегата. Это особенно важно при высоких температурах пара, когда всякая разбежка температур сильно удорожает последующие поверхности нагрева.

Вместе с тем возможности перемешивания ограничиваются предельным диаметром труб и, следовательно, количеством пара, которое можно пропустить через трубу без значительных потерь давления. До недавнего времени максимальный наружный диаметр трубы в СССР составлял 426 мм, что заставляло в сверхмощных агрегатах идти на две, три и даже четыре независимых, не смешивающихся потока пара. Это осложняло схему котла и его регулирование, так как по существу каждый поток пара требовал независимой системы регулирования.

В настоящее время в связи с потребностями в трубах очень больших диаметров, предъявляемыми атомной энергетикой, максимальный размер труб, выпускаемых заводами, сильно повышен, и это позволяет уменьшить число независимых потоков пара, даже на сверхмощных котлоагрегатах.

25-2. ПЕРСПЕКТИВЫ ПОВЫШЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПАРА МОЩНЫХ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Процесс повышения экономичности паросиловых станций сильно ускорился в последнее десятилетие. Это было вызвано в первую очередь значительным удорожанием топлива в большинстве стран мира. Удорожание обограло рост общего уровня цен в капиталистическом мире, имевший место в послевоенный период; основное топливо — уголь становилось все более дорогим сравнительно с металлом и средним уровнем заработной платы, т. е. со стоимостью основного машинного оборудования электростанций. Удорожание угля

было связано в первую очередь с усложнением условий его добычи в большинстве стран. Исчерпание наиболее благоприятных источников угля, необходимость идти на разработку более глубоких горизонтов, более тонких пластов месторождений топлива ухудшенного качества — все это приводило к удорожанию угля. Одновременно ухудшались и условия добычи нефти в наиболее развитой капиталистической стране — США. Однако в части жидкого топлива рост средней себестоимости тормозился включением в мировую добычу новых богатейших месторождений Ближнего Востока. В итоге, несмотря на колоссальный рост потребности в нефтепродуктах, вызванный бурным развитием автомобильного и воздушного транспорта, доля их в общем балансе энергетического топлива росла за счет частичного вытеснения быстро дорожавшего угля.

В СССР также имел место процесс выработки ряда старых месторождений угля (Донбасс, ряд месторождений Урала, Подмосковский бассейн), что вело к повышению себестоимости угля этих бассейнов.

Однако в последние годы начали получать широкое развитие новые месторождения, главным образом Сибири, отличающиеся исключительно благоприятными условиями добычи. Неглубокое залегание углей в этих месторождениях и большая мощность пластов делают очень дешевой открытую добычу топлива (угольные разрезы). В отличие от подземной добычи в шахтах с очень медленно повышающейся производительностью труда открытая добыча очень быстро прогрессирует, а это ведет к значительному снижению трудовых затрат и уменьшению себестоимости углей, добываемых открытым способом.

Средняя себестоимость добычи угля в восточных районах в послевоенный период не росла, а падала и будет снижаться и далее.

Это позволяет обеспечивать дешевым топливом быстро растущую энергетику восточных районов СССР. Вместе с тем значительное снижение стоимости железнодорожных перевозок угля сравнительно со стоимостью шахтной добычи его в Европейской части Союза делает завоз дешевых сибирских углей на Урал и даже в Центральные области более выгодным, чем строительство новых шахт для добычи энергетического угля в Донбассе.

В Европейской части СССР чрезвычайно быстро развивается добыча очень дешевого природного газа, в значительной части используемого для энергетики. Богатые месторождения газа обнаружены также в Закавказье.

казье и Средней Азии (Бухара). Это позволяет покрывать за счет природного газа значительную часть прироста потребности в энергетическом топливе в Европейской части СССР, в Закавказье, в Средней Азии и даже на Урале (газопроводы из Бухары).

Стремительное развитие добычи дешевой нефти в районах между Волгой и Уралом приводит к значительному увеличению ресурсов топочных мазутов, что позволяет вытеснять уголь из мелкой энергетики и даже использовать значительное количество мазута на крупных электростанциях. Транспорт нефти по трубопроводам значительно дешевле (на единицу тепла) железнодорожных перевозок высококалорийного угля и транспорта природного газа по трубопроводам. Нефть может с относительно небольшими затратами передаваться на расстояния в 2—3 тыс. км и более.

Нефтепереработку и получение топочных мазутов целесообразно сосредоточивать в зонах дорогого энергетического топлива, далеких от дешевых сибирских углей.

В итоге можно ожидать, что в 60—70-х годах рост потребности в энергетическом топливе будет покрываться только за счет увеличения добычи дешевого топлива: в Европейской части Союза — природного газа и мазута, в Закавказье и Средней Азии — газа и в Сибири — дешевых углей открытых разработок. Некоторую роль будет играть также рост добычи энергетических углей попутно с выемкой в шахтах технологического топлива (коксуемые угли для металлургии). Закладка же новых шахт для добычи энергетических углей практически не будет иметь места. В этих условиях всякое снижение удельного расхода топлива на электростанциях будет приводить к уменьшению потребности в относительно дешевых топливах. В ряде районов, где эта потребность полностью покрывается за счет дешевых местных источников энергии и избытки ее передаются в другие районы, стоимость топлива и энергии будет очень низкой: 15—30 руб/т усл. топлива (Западная и Средняя Сибирь, Средняя Азия, Закавказье). В других районах, получающих даже высокотранспортное, дешевое при добыче топливо из удаленных мест, стоимость топлива и энергии будет относительно высокой. При этом наибольшая стоимость будет в районах, наиболее удаленных от источников топлива и энергии (северо-запад и запад Европейской части СССР). Однако даже там стоимость энергетического топлива будет значительно ниже, чем в 50-х годах (не более 80—90 руб/т усл. топ-

лива). Кроме того, в тех относительно небольших районах, где отсутствуют возможности покрытия потребности в электроэнергии за счет дешевого ископаемого топлива или особо благоприятных источников гидроэнергии, могут играть заметную роль атомные электростанции.

Таким образом, создается перспектива существенного удешевления энергетического топлива, причем для различных условий стоимость его будет изменяться в широких пределах (от 15—30 до 80—90 руб/т усл. топлива).

Это приводит к целесообразности применения различных типов и профилей котельных установок большой мощности для разных районов страны.

В зонах относительно дорогих энергетических топлив целесообразно принятие решений, ведущих к экономии топлива, даже если они вызывают заметное увеличение начальной стоимости установки (до ~15 руб/квт на каждый процент экономии топлива). Поэтому в таких районах должны применяться сверхвысокое и сверхкритическое давления пара, однократный и даже двукратный вторичные перегревы, сильно развитый регенеративный подогрев питательной воды, низкая температура уходящих газов, умеренные скорости в газоходах, паропроводах и т. п. Наоборот, в районах дешевого топлива основное внимание должно быть уделено не экономии топлива, а снижению начальной стоимости установки. В этих районах нецелесообразны мероприятия, повышающие начальную стоимость станции более чем на 3—4 руб/квт на каждый процент экономии топлива. Поэтому в таких районах преобладающее развитие получают установки с умеренными параметрами пара, довольно высокой температурой уходящих газов и (в меру возможности по соображениям износа труб золой) повышенными скоростями в газоходах. Естественно, что не только стоимость, но и технические характеристики топлива оказывают большое влияние на профиль котельного агрегата, но этот вопрос будет разобран далее (см. § 25-3).

Таким образом, в районах относительно дорогого топлива можно ожидать применения на крупных конденсационных станциях котлоагрегатов закритического давления с однократным или даже двукратным промежуточным перегревом. Однако даже в этих районах применение температур пара выше 570—580°С, требующее при сегодняшнем уровне техники широкого использования дорогих аустенитных сталей, при существующем уров-

не цен экономически не оправдывается. Поэтому в ближайшие годы массовое строительство в районах относительно дорогого топлива будет ориентироваться на параметры пара 240 *ата*, 570° С при вторичном перегреве до той же температуры, что обусловит применение прямоточных бесепараторных котлов. Естественно, что при этом температура уходящих газов должна выбираться низкой, причем ее выбор должен увязываться с выбором температуры питательной воды как единая комплексная задача.

Наряду с использованием для массового строительства параметров пара, предельных для перлитных сталей, будет проводиться опытно-промышленное строительство в виде отдельных мощных блоков на давление пара 300 *ата* и более и начальную температуру порядка 650° С с двумя промежуточными перегревами.

В районах дешевого топлива можно ожидать применения давления 140 *ата*, так как применение более низкого давления не дает при сверхмощных блоках существенного удешевления стоимости установленного киловатта.

Вряд ли будет целесообразно для мощных блоков снижение температуры перегретого пара ниже пределов, позволяющих ограничиваться применением перлитных сталей.

Указанные выше параметры могут рассматриваться как перспективные для мощных конденсационных станций. Что касается таких станций средней и малой мощности, то их строительство целесообразно только вне мощных энергосистем и по мере развития высоковольтных сетей роль их будет быстро снижаться.

Максимальная мощность теплоэлектроцентралей также сильно возрастает, однако в отличие от КЭС сохраняет свое значение и ТЭЦ средней мощности, особенно промышленного типа с круглогодичной нагрузкой. Отопительные ТЭЦ в дальнейшем будут выполняться с пиковыми водогрейными котлами, покрывающими максимальную нагрузку морозных дней, что позволит иметь отборы турбин загруженными в течение значительной части года.

Поэтому и для ТЭЦ большой мощности будет целесообразным применение высоких параметров пара: давления 140 *ата* (а в дальнейшем, может быть, и 170 *ата*), температуры пара 570° С. Применение промежуточного перегрева, малоэффективного в условиях ТЭЦ, вряд ли будет иметь место.

Использование на ТЭЦ закритического

давления в ближайшие годы мало целесообразно, так как в условиях значительной потери конденсата или его загрязнения пока представляется желательным применение не прямоточных, а барабанных котлов.

25-3. ВЛИЯНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПЛИВА НА ПРОФИЛЬ МОЩНЫХ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Свойства сжигаемого топлива оказывают очень большое влияние на профиль современного котельного агрегата, и по существу каждому сорту топлива в наилучшей степени отвечает свой профиль котлоагрегата.

Это играет особенно большую роль в СССР, где ассортимент энергетических топлив исключительно широк и охватывает топлива, весьма сильно различающиеся по техническим характеристикам.

По существу ни одна из зарубежных стран не использует столь разнообразных топлив, как СССР, а в ряде крупных промышленных стран мира преобладают всего два-три основных энергетических топлива (Англия — относительно малозольные каменные угли со значительным выходом летучих; США — каменные угли того же типа плюс мазут и естественный газ).

В итоге в этих странах складывается определенный профиль котлоагрегата, приспособленного к преобладающему виду топлива, а в отдельных случаях при применении других видов топлива создаются котлоагрегаты по специальному заказу. Следует иметь при этом в виду, что в крупных зарубежных странах вообще широко применяется индивидуальное проектирование котлоагрегатов для отдельных крупных станций, а нередко и на одной станции устанавливают различные котлоагрегаты, поставляемые разными фирмами вследствие конкуренции.

В СССР с целью уменьшения объема проектных и конструкторских работ и увеличения выпуска котлоагрегатов на данном заводском оборудовании широко применяются стандартизация паропроизводительностей и параметров пара и типизация даже наиболее крупных котлоагрегатов.

Государственный стандарт (ГОСТ) предусматривает определенные паропроизводительности котлов, причем для каждой паропроизводительности котлы изготавливаются только на одну-две ступени параметров цикла (давление и температура пара за пароперегревателем и температура питательной воды перед котлоагрегатом).

Обычно на каждую паропроизводительность и параметры пара выпускается несколько типов агрегатов, каждый из которых предназначен для сжигания определенной группы топлив.

В 1940—1950 гг. мощные агрегаты с камерными топками были в значительной степени унифицированы, т. е. допускали сжигание всех основных энергетических топлив СССР. Исключение составлял лишь пароперегреватель, величина поверхности нагрева которого изменялась для различных топлив при сохранении габаритов газохода, рассчитанных на размещение наибольшей требуемой поверхности нагрева. Для топлив, требовавших меньшей поверхности нагрева пароперегревателя, просто устанавливали укороченные змеевики (на одну — три петли меньше).

Объем топочной камеры и поверхность экранов также выбирались по тому топливу, которое требовало наибольших V_m и H_p . Объем топки обычно выбирался по АШ, для которого избегали тепловых напряжений объема более $(120-130) \cdot 10^3$ ккал/м³ ч; при этом для всех других топлив объем топки по условиям полноты сжигания получался ненужно большим. Однако ряд топлив с низкой температурой размягчения золы требовал глубокого охлаждения газов в топке, т. е. большой поверхности экранов. При применявшемся в то время размещении экранов только на стенах топочной камеры это вело к увеличению объема топки, и у крупных агрегатов того времени $D=230$ т/ч нередко приводило к тепловому напряжению объема менее требуемого по условиям горения даже для АШ.

Так как температура газов на выходе из топки при данных нагрузке и поверхности экранов зависит от сорта топлива (особенно от его приведенной влажности), то выбор для всех топлив одинаковой поверхности нагрева экранов приводил к разным температурам газов на выходе из топки. Выбирая поверхность экранов для топлива, требующего наибольшего значения этой величины, получали температуру на выходе из топки для каждого данного топлива наперед заданной и в ряде случаев ненужно низкой. Для топлив с высоким выходом летучих это только удорожало агрегат, но не приводило к ухудшению процесса горения, однако для тощих углей и АШ полнота сгорания и особенно устойчивость горения на сниженных нагрузках заметно ухудшались.

Кроме того, для АШ требовалось «утепление» зоны воспламенения, и поэтому в зоне

горелок устанавливался зажигательный пояс.

Применявшаяся ранее съемная конструкция этого пояса требовала частого ремонта, и ее заменили, начиная с котлоагрегатов выпуска 1953—1954 гг., ошпированными экранами, что уже требовало для АШ изменения конструкции экранных поверхностей (правда, без изменения габаритов топочной камеры).

С другой стороны, ненужно низкая температура газов на выходе из топки для ряда топлив приводила к увеличению требуемой для них поверхности перегревателя. Это удорожало и увеличивало габариты «унифицированного» агрегата и ухудшало стабильность температуры перегретого пара из-за смещения конвективного пароперегревателя в зону низких температур газов.

Эти трудности возрастали при повышении параметров пара, когда становилось все сложнее разместить увеличивающийся конвективный пароперегреватель в зоне температур, ограниченных, с одной стороны, температурой на выходе из топки, а с другой — температурой, достаточно высокой для интенсивной передачи тепла поверхности нагрева пароперегревателя.

Значительные трудности возникали при создании унифицированных агрегатов и в части конвективных поверхностей нагрева. В первую очередь это касалось выбора свободного сечения газохода; уменьшение сечения вело к росту скоростей газов и интенсивному износу труб летучей золой, увеличение — к заносу трубных пучков мелкими частицами золы.

Величина скорости газа в газоходе данного сечения довольно значительно меняется в зависимости от свойств топлива (в основном W^n), так, у подмосковного угля она примерно на 30% выше, чем у сухих углей.

Чем более строгие требования предъявлялись к бесперебойной работе котлов, тем труднее оказывалось обеспечить их при постоянном сечении газохода для всех топлив.

Таким образом, унификация котлоагрегатов наряду с рядом несомненных преимуществ приводила к увеличению стоимости унифицированных котлоагрегатов и ухудшению их эксплуатационных качеств сравнительно со специализированными. В итоге уже с 1950—1952 гг., когда производственная база заводов заметно расширялась, начали уменьшать объем унификации и перешли на выпуск сперва двух вариантов котлоагрегата: 1) для АШ и сухих каменных углей со значительным выходом летучих; 2) для умеренно влажных бурых углей.

Котлоагрегаты предназначенные для АШ и каменных углей, характеризовались применением барабанно-шаровых мельниц, круглых турбулентных горелок и зажигательного пояса в топке (см. рис. 9-22, котел ПК-10), котлоагрегаты для умеренно влажных бурых углей (например, котел ПК-14) — топкой с шахтными мельницами, увеличенным сечением конвективной шахты и меньшими габаритами газохода для размещения пароперегревателя.

В дальнейшем трудности с размещением пароперегревателя (особенно при повышении температуры пара до 540—570°С) привели к разделению первого типа на две группы: для АШ и каменных углей с большим выходом летучих. При сжигании мазута или природного газа котлоагрегаты могут выполняться без устройств для отвода шлака из топки, а температура газов на выходе из топочной камеры и скорости в газоходах не лимитируются количеством и свойствами золы. Это позволяет резко сократить габариты котлоагрегатов, предназначенных для работы на газе или мазуте и сильно удешевить станцию в целом.

Поэтому даже при весьма ограниченном использовании мазута и газа на электростанциях и очень малой потребности в специализированных котлоагрегатах для этих топлив было целесообразно выпускать специальную модификацию котлов для газа и мазута.

В настоящее время при значительном увеличении потребления этих топлив является необходимой разработка специального типа котлоагрегата, полностью использующего все возможности беззольного топлива.

В части агрегатов, предназначенных для твердого топлива, также имеется тенденция к дальнейшему уменьшению унификации по топливу, связанная с применением новых типов топочных устройств и хвостовых поверхностей нагрева.

Для твердых топлив с относительно легкоплавкой золой и умеренной приведенной зольностью расширяется применение топок с высоким шлакоулавливанием: для сжигания пыли — с предтопками ВТИ и для дробленого угля — с горизонтальными циклонными предтопками.

Эти топки, улавливая 80—95% золы, резко снижают золосодержание газов, что позволяет поднять скорости последних, т. е. сократить сечение газоходов. При таких топках это увеличение скоростей даже необходимо, так как отсутствие в газах крупных частиц золы приводит при умеренных скоростях газов

к недопустимо сильному заносу конвективных поверхностей мелкими частицами золы. С другой стороны, шлакование топки (камеры охлаждения) сокращается, и это облегчает применение наддува с отказом от дымососов. Глубокое улавливание золы в топке позволяет применять упрощенную очистку уходящих газов или даже вообще отказаться от специальных золоуловителей.

Однако эти весьма перспективные топочные устройства не являются универсальными. Пока их еще не применяют для топлив с очень малым выходом летучих (АШ). Применение их для влажных бурых углей возможно лишь при использовании разомкнутого цикла подсушки топлива, что сильно меняет профиль котлоагрегата. При очень тугоплавкой золе применение их даже для сухих топлив невозможно или потребует присадки добавок, снижающих температуру плавления золы, что еще недостаточно опробовано и может оказаться неэффективным или неэкономичным. Наконец, при высокой приведенной зольности выпуск основной массы минеральных примесей в виде жидкого шлака приводит к значительному увеличению потерь с физическим теплом шлаков. Поэтому применение топок с высоким шлакоулавливанием для подобных топлив неэкономично, особенно для дорогих топлив, по крайней мере до тех пор, пока не будет разработан эффективный способ использования тепла жидкого шлака.

Таким образом, этот перспективный вид топочных устройств пригоден лишь для определенного типа топлив и зачастую может оказаться непригодным для углей крупных месторождений, если хотя бы отдельные шахты или пласты его дают уголь с особо тугоплавкой золой.

Наоборот, для тех угольных месторождений, у которых все энергетические угли обладают золой с высокими температурами начала деформации и размягчения, может оказаться целесообразной разработка специальных котлоагрегатов с высокой температурой газов на выходе из топки. Конечно, это целесообразно только в том случае, когда такие месторождения (например, экибастузское) надежно обеспечивают топливом данного типа ряд электростанций достаточно большой суммарной мощности.

Для станций, предназначенных для постоянного сжигания только практически беззольного газообразного или жидкого топлива, является целесообразной разработка специальных агрегатов, работающих с наддувом

и имеющих не только высокую температуру газов на выходе из топки, но и повышенные скорости в газоходах (до пределов, определяемых экономически с связи с увеличением затрат энергии на дутьевые вентиляторы).

Такие агрегаты могут иметь и своеобразную компоновку в связи с отсутствием золоуловителей и дымососов; стоимость станции с такими котлами может быть сильно снижена.

Значительное влияние на профиль котлоагрегата оказывает величина прямой отдачи топки, т. е. доли тепла топлива, передаваемой в топочной камере.

В целом уменьшение прямой отдачи топки за счет повышения t''_m до известных пределов благоприятно сказывается на профиле котлоагрегата, позволяя обойтись чисто конвективным пароперегревателем или уменьшить долю радиационного пароперегревателя, что удешевляет агрегат из-за меньшей потребности в легированных сталях.

Кроме того, в зоне температур от 1 200—1 300 до 1 000° С, а тем более при $t''_m \leq 1\,000^\circ\text{С}$ конвективная поверхность нагрева обходится обычно на единицу воспринятого тепла дешевле, чем радиационная, даже если для обоих случаев применяются одинаковые марки стали. Это связано с тем, что при таких температурах тепловосприятие радиационных настенных поверхностей и конвективных пучков труб разнится не очень сильно, если считать на единицу полной поверхности. Вместе с тем дополнительные расходы, связанные с размещением настенных экранов, у которых на каждый квадратный метр эффективной поверхности приходится 1 м² или больше обмуровки и обшивки, значительно выше, чем у конвективных трубных пучков. Также выше у экранов и удельные объемы, приходящиеся на единицу поверхности нагрева.

Для двухсветных экранов и ширм эти соотношения более благоприятны, однако при $t'_m < 1\,050\text{--}1\,150^\circ\text{С}$ и они уступают тесным пучкам труб.

Вместе с тем максимально допустимая температура газов на входе в пакеты тесных трубных пучков определяется температурными характеристиками золы (обычно ее берут примерно на 50° С ниже температуры начала деформации).

Прямая отдача топки определяется в первом приближении величиной $\alpha \approx \frac{t_{теор} - t''_m}{t_{теор}}$ и,

следовательно, зависит как от температуры на выходе из топки, так и от теоретической температуры сгорания, т. е. в основном от W^n и средней температуры подогрева воздуха (в отдельных случаях сказывается и избыток воздуха, хотя, как правило, для твердых топлив он почти постоянен и близок к $\alpha_m = 1,2$).

Для топлив с большой приведенной влажностью ($W^n = 30$) и тугоплавкой золой ($t''_m = 1\,200^\circ\text{С}$) $\alpha_{мин}$ может снижаться до 25, а для сухих топлив, имеющих золу с низкой температурой начала деформации ($t''_m = 1\,000^\circ\text{С}$), оно возрастает до 65%. Однако в большинстве случаев для условий СССР эта величина лежит в пределах 48—62% (табл. 25-1). В этих условиях компоновка радиационных поверхностей зависит от параметров пара и питательной воды и в небольшой степени от к. п. д. котельной установки. Эти соотношения будут разобраны в следующем параграфе.

Таблица 25-1

Минимальные значения прямой отдачи топки, включая тепловосприятия фестона и ширм

Топливо	Максимально допустимая $t''_m, ^\circ\text{С}$	α_m	$t_2, ^\circ\text{С}$	$\alpha_{мин}$
АШ	1 100	1,25	400	0,57
Угли:				
Донецкий „Т“	1 050	1,25	400	0,62
Араличевский „Т“	1 100	1,25	400	0,57
Экибастузский	1 300	1,20	300	0,42
			400	0,46
Богословский бурый	1 100	1,20	350	0,48
Подмосковный бурый	1 050	1,20	350	0,49
Башкирский бурый	1 100	1,20	400	0,40
Типичные энергетические угли США	1 300	1,20	300	0,42

Значительно влияние топлива и на оформление низкотемпературных поверхностей нагрева. Это влияние определяется в основном тремя факторами: 1) приведенной влажностью топлива; 2) температурой точки росы продуктов сгорания и 3) концентрацией золы в продуктах сгорания.

Приведенная влажность топлива сильно сказывается на соотношении теплоемкостей потока нагреваемого воздуха и потока греющих продуктов сгорания.

В условиях полного отсутствия присосов, т. е. когда подогреву подвергается весь воздух, пошедший на образование продуктов

сгорания, проходящих через воздухоподогреватель, соотношение водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания составляет при сухих тощих топливах $m \approx 0,9$.

Для топлив со значительным содержанием водорода (естественный газ, мазут) это соотношение повышается, но незначительно. Зато оно очень сильно снижается по мере роста приведенной влажности топлива, доходя при $W^n = 30$ (для топлив типа украинских бурых углей) до 0,67. Следует, однако, отметить, что сжигание топлив, имеющих $W^n > 10 \div 15$, с подсушкой их по замкнутому циклу нецелесообразно, а при разомкнутом цикле подсушки соотношение теплоемкостей не играет особой роли. Поэтому практически для бесприсосных агрегатов приходится иметь дело с $m = 0,85 \div 0,92$, а при наличии «обычных» присосов m падает соответственно до 0,7—0,8.

Величина m играет очень большую роль; при высоких значениях m (порядка 0,9) и развитии низкотемпературных поверхностей, целесообразном при дорогом топливе ($\Delta t_m^{ок} \approx 40^\circ \text{C}$ и $\Delta t_m^{ен} \approx 30^\circ \text{C}$), возможно глубокое охлаждение газов (до $\sim 85^\circ \text{C}$) даже при очень высокой температуре питательной воды ($t_{нс} = 275^\circ \text{C}$). При $m = 0,8$ и тех же условиях t_{yx} растет до 111°C , а при $m = 0,7$ — даже до 136°C .

При дешевом топливе при малом числе часов использования котлоагрегата («пиковая» нагрузка) экономически нецелесообразно развивать поверхности нагрева до таких пределов.

В этих условиях на сверхмощных конденсационных станциях будут применяться котлоагрегаты на 140 ата с температурой питательной воды 230°C . Для этой температуры питательной воды на графике на рис. 25-3 дана зависимость оптимальной температуры уходящих газов от стоимости топлива и параметра m по данным ЭНИН. Как видно из графика, стоимость топлива сказывается на t_{yx} очень сильно; следует отметить, что при дорогом топливе (80—100 руб/т усл. топлива) целесообразно применение не 140 ата, а сверхкритического давления (240 ата), при котором температура питательной воды будет немного выше, а следовательно, немного изменятся и t_{yx} .

Из рис. 25-3 видно, что стоимость топлива оказывает очень большое влияние на выбор t_{yx} ; вместе с тем видно, как сильно влияет величина присосов на оптимальную температуру уходящих газов. Поэтому одной из

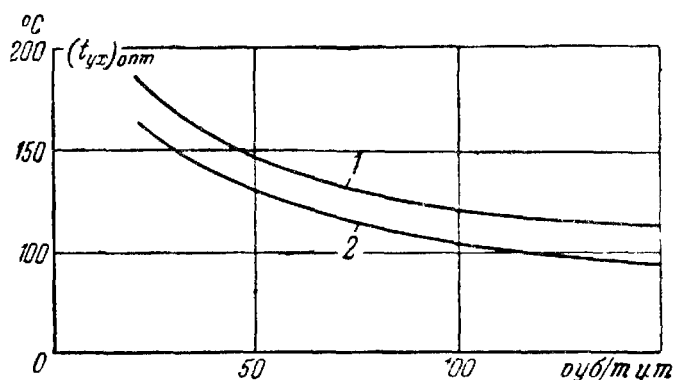


Рис. 25-3. Оптимальные значения t_{yx} при $t_{нс} = 230^\circ \text{C}$ в зависимости от стоимости топлива и отношения водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания m .

1 — $m = 0,9$ (сухой уголь, без присосов), 2 — $m = 0,8$ (то же, присосы $\Delta\alpha = 0,2$).

важнейших задач котлостроения является сведение к минимуму присосов как в котлоагрегате, так и в системе пылеприготовления. О разрешимости этой задачи свидетельствует опыт успешной работы большого числа зарубежных котлоагрегатов с наддувом. В этих случаях топка и все газоходы находятся под давлением и неплотности приводят к проникновению продуктов сгорания в помещение котельной и нарушению нормальных санитарно-гигиенических условий работы персонала. Поэтому для агрегатов, работающих с наддувом, допускается просачивание газов лишь в количествах не более сотых долей процента их общего расхода. При этом функции дымососа и дутьевого вентилятора выполняются только вентилятором, работающим на холодном воздухе, что снижает примерно на 0,5% расход энергии на собственные нужды котлоагрегата. Уменьшение числа механизмов упрощает пуск и обслуживание установки, а отсутствие необходимости поддерживать постоянное разрежение в верхней части топочной камеры — регулирование котлоагрегата. Эти преимущества полностью реализуются лишь в котлах, работающих с наддувом, который пока применяется главным образом для газомазутного топлива. Однако снижение присосов хотя бы в 10 раз ($\Delta\alpha < 0,01$) уже даст практически весь выигрыш, достигаемый за счет увеличения параметра m , и тем самым позволит существенно снизить температуру уходящих газов.

Необходимо, однако, отметить, что эти температуры получены при температуре холодного воздуха, равной 30°C , что допустимо лишь для малосернистых топлив. В тех же случаях, когда температура точки росы за счет наличия в газах SO_3 повышена, приходит-

ся применять различные методы борьбы с конденсацией влаги и коррозией поверхностей нагрева. Такие мероприятия связаны либо с искусственным повышением температуры стенки, т. е. ухудшением теплообмена (рециркуляция воздуха, паровой подогрев его и т. п.), либо с удорожанием поверхности нагрева (эмалированные трубы, утолщенные листы в регенеративных подогревателях и т. п.) и ее усиленным износом.

Все это ведет к понижению экономической эффективности глубокого охлаждения продуктов сгорания и, следовательно, к повышению экономически оптимальной температуры уходящих газов.

Поскольку ряд этих методов еще недостаточно широко опробован, трудно оценить, насколько повысятся оптимальные температуры уходящих газов: недостаточно ясна и относительная ценность этих методов.

Для малозольных топлив (мазут) наиболее перспективным представляются добавки (доломит, аммиак), корректирующие состав золовых отложений. Их эффективность, по-видимому, настолько велика, что $(t_{yx})_{опт}$ для сернистых мазутов будет мало отличаться от его значения для малосернистых.

Для многозольных топлив этот метод представляется малоперспективным, и надо ожидать, что наибольший эффект смогут дать регенеративные воздухоподогреватели с пакетом из утолщенных листов в холодной части и эффективной обдувкой. Для трубчатых воздухоподогревателей можно ожидать успеха от применения эмалированных труб.

Методы повышения температуры поверхности нагрева (рециркуляция, паровой подогрев) резко ухудшают теплообмен в воздухоподогревателе.

При использовании рециркуляции температура воздуха повышается только на входе в воздухоподогреватель, а на горячем конце его она остается неизменной. Поэтому в зоне наименьшего $\Delta t_{возд}$ его значение не изменяется и $(\Delta t_g)_{ср}$ падает не очень сильно, особенно если воздух на рециркуляцию отбирать после холодной части воздухоподогревателя, чтобы Δt_g осталось неизменным в этой наиболее важной точке. Однако в этом случае увеличивается количество рециркулирующего воздуха.

В целом рециркуляция достаточно эффективна при необходимости незначительно повысить температуру воздуха на входе в подогреватель, особенно если без рециркуляции параметр m сильно отличается от единицы.

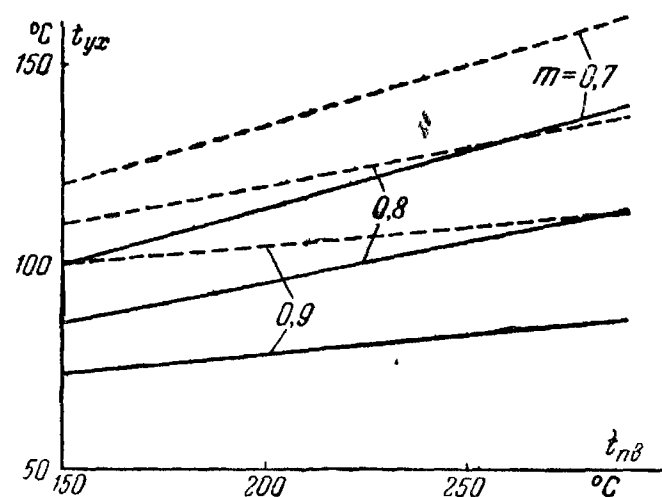


Рис. 25-4. Оптимальные значения t_{yx} в зависимости от t_{nB} и отношения водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания m .

Данные для дорогого топлива ($\Delta t_M^{ЭК} = 40^\circ \text{C}$; $\Delta t_M^{ЭН} = 30^\circ \text{C}$).
 — $t_B = 30^\circ \text{C}$; — — — $t_B = 60^\circ \text{C}$ (паровой подогрев).

Паровой подогрев улучшает работу конденсационной станции в целом, так как тепло частично отработавшего в турбинах пара возвращается в топку как полноценное. Однако этот метод подогрева сильно ухудшает возможность использования тепла уходящих газов, так как температурный напор снижается во всем подогревателе, включая зону наименьшего температурного напора.

В итоге оптимальная температура уходящих газов при использовании подогрева воздуха паром из отборов турбин сильно повышается (рис. 25-4): в случае дорогого топлива ($\Delta t_M^{ЭК} = 40^\circ \text{C}$; $\Delta t_M^{ЭН} = 30^\circ \text{C}$) примерно на 20°C при $m = 0,7$ и почти на 30°C при $m = 0,9$ (при подогреве воздуха на 30°C). Это означает, что ухудшение теплообмена с избытком перекрывает выигрыш в цикле станции, даже при сверхвысоких параметрах пара, когда относительная энергетическая ценность пара из отборов турбины меньше.

Паровой подогрев обеспечивает благоприятную характеристику изменения температуры воздуха: при снижении нагрузки котлоагрегата и уменьшении расхода воздуха подогрев последнего растет. Однако это имеет место только при постоянном давлении пара в отборе, при блочной же схеме снижение нагрузки котла связано с падением нагрузки турбины, а значит, и давлений в отборах и подогрева воздуха. Поэтому при блочной схеме понадобилось бы автоматическое переключение подогрева при снижении нагрузки блока на отборы с более высоким давлением, а при растопке — на отборы от соседней турбины, что сильно осложнило бы схему.

В целом можно сказать, что проблема коррозии хвостовых поверхностей при глубоком охлаждении газов, особенно в случае сжигания сернистых топлив, еще не является полностью разрешенной.

25.4. ПРОФИЛЬ И КОМПОНОВКА КОТЛОАГРЕГАТОВ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ НА СВЕРХВЫСОКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРА

Изменение параметров паросилового цикла сильно сказывается на профиле котлоагрегата. С ростом давления и температуры перегретого пара уменьшается доля тепла, затрачиваемая на испарение, и возрастает часть его, требуемая для перегрева. Также возрастает и доля тепла, идущая на подогрев воды до кипения, но это возрастание не очень велико, так как параллельно с ростом давления обычно увеличивается и температура подогрева питательной воды паром из отборов турбины. Как видно из рис. 25-5, при принятых в настоящее время в СССР параметрах паросилового цикла доля тепла, проходящая на подогрев воды, возрастает с переходом от мелких энергетических установок с низкими параметрами пара к современным крупным установкам без промежуточного перегрева с 18 до 28%. В то же время часть тепла, идущая на парообразование, падает от ~65 до ~33%, а доля перегрева возрастает с 20 до ~39%. Возрастает и температурный уровень всех элементов котлоагрегата, причем особое значение имеют рост температуры питательной воды (так как величина ее сильно влияет на температуру уходящих газов) и рост температуры перегретого пара, вынуждающий пе-

реходить в наиболее горячей части пароперегревателя на дорогие легированные стали.

Значительно меньшую роль играет повышение температуры насыщения (с 200 до 340°С), так как испарительные поверхности в современных котлоагрегатах обычно помещаются в топке, и в этих условиях изменение температуры кипения воды практически не меняет требуемой величины поверхности экранов. Однако и в этой части котлоагрегата повышение температуры и давления обычно требует при $p > 100$ атм перехода от углеродистой к слаболегированным сталям.

Еще больше сказываются дальнейшее повышение начальных параметров и связанное с ним появление вторичного перегрева. Современные крупные агрегаты конденсационных станций на давление $p > 100$ атм обычно имеют вторичный газовый перегрев. Цикл без промежуточного перегрева, показанный на рис. 25-6 (линия 3): $p = 140$ атм, $t = 570^\circ\text{C}$, как и перспективный цикл 170 атм, 570°C , применяется только для ТЭЦ. Для сверхвысоких параметров пара пока еще нет установившихся значений всех параметров цикла. При 140 атм температура свежего пара берется обычно на пределе применения перлитных сталей для основного паропровода. В СССР эта температура принята 570°C , в США — обычно 565°C , но отдельные установки имеют при перлитном паропроводе 590°C . В Западной Европе пока не идут выше 530 — 540°C .

Вторичный перегрев обычно доводится до начальной температуры или немного ниже и проводится в интервале давлений 35—25 атм.

В качестве верхнего предела параметров, применяемых в отдельных работающих или строящихся установках, можно назвать давление 300—350 атм с начальным перегревом до $\sim 650^\circ\text{C}$ и двумя промежуточными перегревами до предела, допускающего применение перлитных сталей (540 — 570°C).

При таких параметрах пара горячая часть первичного перегревателя, паропровод свежего пара и ЧВД турбины должны выполняться из высоколегированных аустенитных сталей, что заметно удорожает установку и несколько осложняет эксплуатацию.

Как видно из рис. 25-6, при $p = 140$ атм на долю подогрева воды приходится около 20% тепла, на испарение — только 35% и на перегрев пара — порядка 45% (в том числе на промежуточный перегрев — около 10%).

При цикле сверхкритического давления переход от питательной воды к перегретому пару происходит постепенно, и здесь нельзя

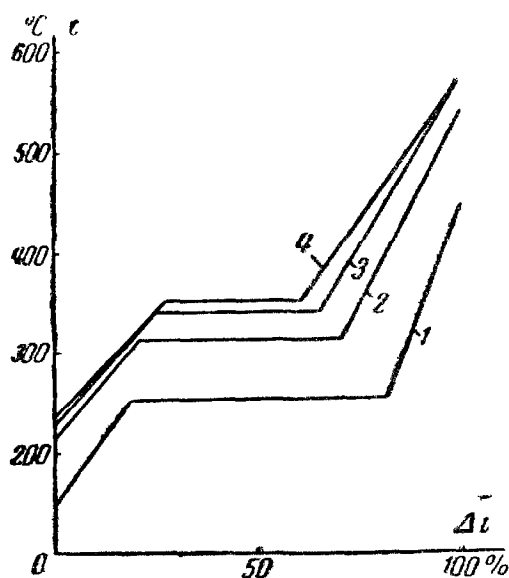


Рис. 25-5. Зависимость температуры рабочего тела от доли подведенного тепла в циклах без промежуточного перегрева.

1 — $p_{не}/p_6 = 39/45$ атм; $t_{не} = 450^\circ\text{C}$, $t_{н.с} = 150^\circ\text{C}$; 2 — 100/110 атм; 540; 215°C ; 3 — 140/150 атм, 570; 225°C ; 4 — 170/180 атм; 570; 235°C

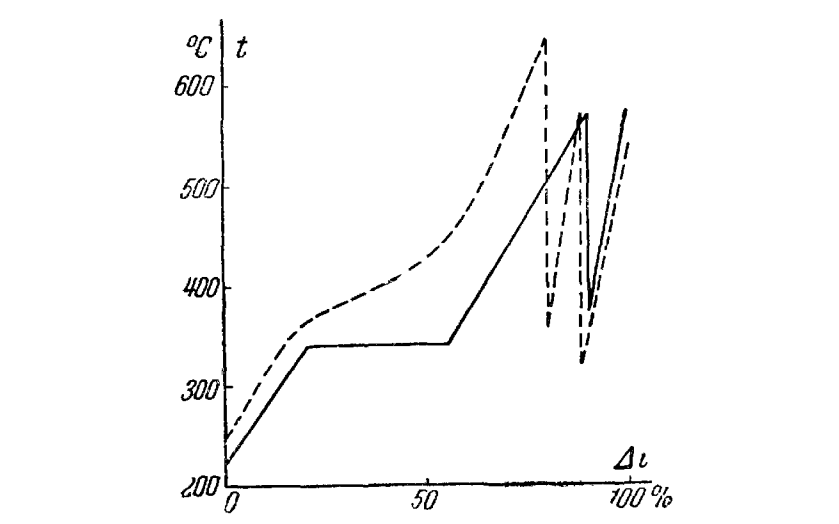


Рис. 25-6. Зависимость температуры рабочего тела от доли подведенного тепла в циклах с промежуточным перегревом.
— — — 140 атa, 570/570, 235° С; — — — 300 атa, 650, 570/570, 250° С.

говорить о доле тепла, приходящегося на ту или иную часть процесса генерации перегретого пара. Можно только сказать, что на часть сверхкритического давления приходится около 80% и на промежуточные перегревы около 20% тепла. При таком цикле все температуры лежат значительно выше, чем при цикле 140 атa и, что самое важное, около 15% тепла передается при температурах, требующих применения дорогих аустенитных сталей. В предыдущем цикле (140 атa) это доля составляет 0—5%.

Для системы промежуточного перегрева умеренные давления и соответственно низкие напряжения в металле позволяют обойтись без аустенитных сталей и при температуре пара до 570° С*.

* Только при размещении горячей части вторичного пароперегревателя в зоне очень высоких температур для нее может потребоваться аустенитная сталь и при $t = 570^{\circ}\text{С}$.

При умеренных параметрах пара и отсутствии промежуточного перегрева барабанные котлоагрегаты с естественной или многократно-принудительной циркуляцией обычно имеют чисто радиационную испарительную часть и чисто конвективный пароперегреватель. При этом в зависимости от параметров пара и типа топлива экономайзер либо не догревает воду до кипения, либо даже частично испаряет ее.

Эти соотношения приведены в табл. 25-2, из которой видно, что при средних параметрах пара (39 атa, 450/150° С) экономайзер получается кипящим почти при всех топливах ($\sigma_{\text{мин}} < 0,625$). В установках высокого давления (100 атa, 540/215° С) у котлоагрегатов, предназначенных для топлив с малой прямой отдачей топki ($\sigma_{\text{мин}} < 0,5$, т. е. влажные топлива или сухие, но с очень высокой температурой размягчения золы), экономайзер получается слабо кипящим. У большинства твердых топлив СССР с прямой отдачей топki $\sigma_{\text{мин}} > 0,5$ (сухие и умеренно влажные топлива) при $t''_m = 1050 \div 1100^{\circ}\text{С}$ экономайзер получается некипящим и подогрев воды завершается в экранных поверхностях нагрева.

При значительном недогреве воды в экономайзере необходимо принимать меры, предотвращающие омывание относительно холодной водой толстых стенок барабана и обеспечивающие достаточно равномерное смешение питательной воды со всем потоком циркулирующей. В случае недостаточного смешения возможно питание отдельных экранов водой с разными температурами, причем степень смешения зависит от режимных условий и трудно учитывается при расчете циркуляции. Колебания в подаче недогретой питательной

Таблица 25-2

Тепловосприятие отдельных элементов котлоагрегата

№ п/г	p_0/p_6 , атa	$t_{нс}$, °С	t_{nn} , °С	$t'_{см}/t''_{см}$, °С	$p'_{см}/p''_{см}$, атa	$\Delta i_{эк}$, ккал/кг	r , ккал/кг	$\Delta i_{не}$, ккал/кг	$\Delta i_{см}^*$, ккал/кг	$\Delta i_{эк}$, %	$\Delta i_{ис}$, %	$\Delta i_{не}$, %	$\Delta i_{см}$, %
1	35/45	150	450	—	—	115	492	127	—	17,8	62,5	19,7	—
2	100/110	215	540	—	—	124	303	180	—	20,4	50,0	29,6	—
3	140/150	230	570	—	—	146	244	210	—	24,4	40,7	34,9	—
4	170/130	235	570	—	—	163	193	223	—	23,6	32,6	33,8	—
5	140/150	230	570	350/570	33/30	146	244	210	90	21,2	35,5	30,4	12,9
6	300/—	250	650	350/570 350/570	70/65 16/15	605		130		82		18	

* С учетом доли пара, проходящего промежуточный перегрев.

воды также сильно сказываются на режиме циркуляции.

В целом значительный недогрев питательной воды понижает надежность естественной циркуляции.

Вместе с тем нежелателен и подогрев воды до ее поступления в экранный контур за счет конденсации части пара, выходящего из подъемных труб, так как в этом случае контур циркуляции должен рассчитываться на расход пара, превышающий паропроизводительность котлоагрегата, что требует увеличения сечений опускных и подъемных труб.

Еще менее желателен значительный догрев воды в устройстве для промывки пара питательной водой, так как в этом случае на повышенный расход пара надо рассчитывать и все сепарационные устройства, расположенные до промывочных.

Наиболее существенным недостатком переноса значительной части подогрева воды в испарительные поверхности топki является рост поверхности нагрева пароперегревателя, который замещает конвективный экономайзер в области низких температур газов.

С точки зрения уменьшения суммарной поверхности нагрева котлоагрегата безусловно более выгодным является перенос в топку не части экономайзера, а определенной доли пароперегревателя.

Если при 100 *ата* и 510°С это заметно сказывается только в случаях очень высоких значений прямой отдачи топki, то уже для агрегатов на 140 *ата*, 570°С без промежуточного перегрева частичный перенос пароперегревателя в топку становится практически неизбежным во всех случаях (за исключением агрегатов, специально предназначенных

для работы на топливе с очень низкой прямой отдачей топki).

Наряду с определенным выигрышем в размерах поверхностей нагрева наличие частично радиационного пароперегревателя несколько осложняет эксплуатацию барабанных котлов (особенно их растопку) и в ряде случаев требует для радиационной части пароперегревателей применения более дорогого металла. Так как последнее может с избытком поглотить экономию на величине поверхности нагрева, то принимают все меры к тому, чтобы температура металла радиационного пароперегревателя поддерживалась на уровне, не требующем заметного повышения качества (а, значит, и стоимости) металла.

Для этого стремятся разместить радиационный пароперегреватель в зоне умеренных тепловых нагрузок, т. е. в зоне выхода газов из топki. При обычной П-образной компоновке агрегата это означает расположение пароперегревателя в верхней части топki, что не всегда хорошо komponуется с расположением экранов котлов с естественной циркуляцией. Если радиационная часть перегревателя занимает потолок топki, то это приводит к безусловному улучшению компоновки экранов, так как позволяет выполнить потолок горизонтальным, а значит, экраны стен топki с трубами одинаковой длины (рис. 25-7, *а* и *б*) и увеличить объем топki в тех же габаритах. Однако размещение пароперегревателя на верхних частях стен топki ухудшает компоновку экранов; при этом часть экранов получается пониженной высоты с необогреваемыми отводящими трубами, т. е. система и более дорога и менее надежна в работе (рис. 25-7, *в*).

Значительно лучше поэтому размещение радиационной части пароперегревателя (кроме потолка топki) в виде ширм с сохранением всех настенных экранов в виде испарительных (рис. 25-7, *г*). Необходимо, однако, отметить, что ширмы, являясь более дешевыми поверхностями (они уменьшают габариты топki, облучаются с двух сторон, хотя и несколько слабее, чем настенные экраны), находятся в потоке газов и более подвержены шлакованию, чем настенные экраны. Поэтому необходимо либо считаться с некоторым шлакованием ширм, главным образом в тех местах, где поток газов набегает на край ширмы, либо предусматривать эффективную обдувку ширм при помощи длинных (до 10 м) выдвижных обдувочных аппаратов, или, что менее эффективно, настенных дальнобойных

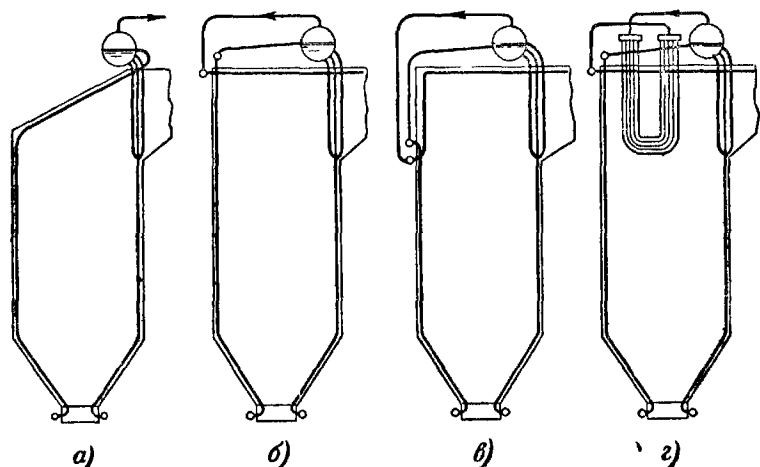


Рис. 25-7. Схемы экранирования топki при

конвективном и радиационном пароперегревателях
а — чисто конвективный пароперегреватель; *б* — радиационный пароперегреватель на потолке топki; *в* — то же на потолке и фронтальной стене; *г* — то же на потолке и в виде ширм.

Для улучшения омывания ширм топочными газами и предотвращения образования больших «мертвых» объемов часто суживают верхнюю часть топки (рис. 25-9) путем устройства на задней стенке топки выступа.

Размещение радиационного пароперегревателя только в верхней части топки облегчает проблему растопки барабанных котлов, так как зона расположения перегревателей обогревается, особенно при малой подаче топлива, значительно слабее, чем зона расположения горелок. Все же и в этом случае наличие радиационного пароперегревателя заставляет несколько удлинять растопку и сильнее дренировать пароперегреватель. Последнее особенно необходимо у котлов с ширмовыми перегревателями, которые требуют для удаления конденсата из высоких вертикальных петель очень интенсивной продувки.

Можно применять и дренируемые ширмовые пароперегреватели (рис. 25-8), но их конструкция сложнее, особенно в части подвески труб.

Значительно упрощается растопка в котлах, имеющих разделенные топки, при размещении радиационного перегревателя только в одной из двух половин топки; при такой компоновке давление в котле может быть поднято за счет работы горелок только в другой топке, где все экраны — испарительные.

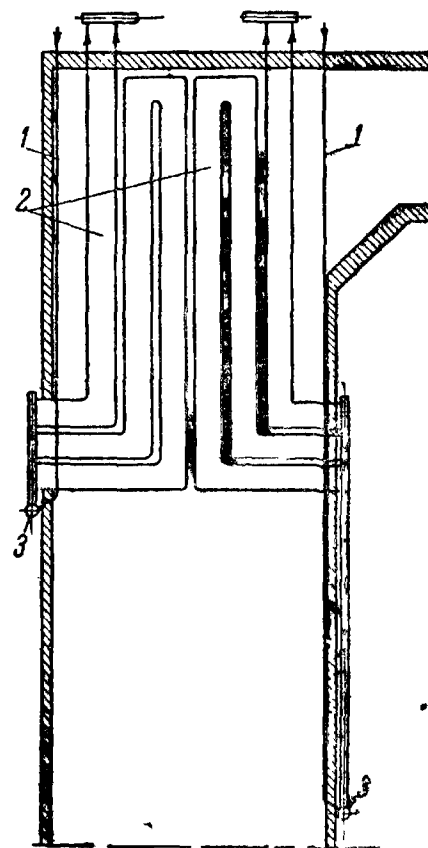
Во время работы котла такого типа возможно регулирование перегрева за счет перераспределения тепловой нагрузки между обеими топками. Однако подобная схема применяется пока не очень широко (в основном некоторыми фирмами США). Возможно, это связано с тем, что при односторонней растопке возникают трудности с равномерным прогревом металла по всей ширине котла, а при регулировании перегрева — с перераспределением тепловой нагрузки между топками и появлением перекосов температур пара по ширине газохода. Предотвращение этих явлений требует принятия ряда мер, осложняющих конструкцию и эксплуатацию котлоагрегата.

Вместе с тем и при размещении перегревателя только в одной топке, но по всей высоте ее стен условия работы металла в зоне ядра факела оказываются тяжелыми; для облегчения их приходится применять повышенные скорости пара, что ведет к увеличению гидравлического сопротивления пароперегревателя.

Ранее считалось, что перед поступлением пара в радиационную часть перегревателя он должен быть слегка перегрет в конвективной части, чтобы возможное отложение солей име-

Рис. 25-8. Схема расположения дренируемых ширм пароперегревателя.

1 — трубы настенного перегревателя; 2 — ширмы; 3 — нижние дренируемые коллекторы.



ло место там и не затронуло радиационной части перегревателя.

В настоящее время не опасаются подачи пара сверхвысокого и даже высокого давления прямо из барабана в радиационную часть, так как хорошая очистка пара в барабане оставляет в нем лишь такое количество солей, которое лежит ниже значения растворимости этих солей в паре таких давлений, и поэтому в перегревателях отложений не наблюдается.

Вместе с тем в зоне начала перегрева условия охлаждения труб особенно благоприятны не только в связи с низкой температурой пара, но и из-за высокой его плотности и теплоемкости; это обеспечивает высокий коэффициент теплоотдачи при умеренных гидравлических сопротивлениях и предотвращает значительную разверку температур, даже при большой разнице в обогреве отдельных труб.

Поэтому в настоящее время обычно пар направляется в радиационный пароперегреватель прямо из барабана и лишь затем переходит в низкотемпературную часть конвективного перегревателя. Такая схема несколько увеличивает требуемую поверхность нагрева, но зато сильно снижает требования к металлу радиационной части перегревателя.

Промежуточные газовые перегреватели обычно размещают в конвективных газоходах и притом в зоне умеренных температур газов. Это вызывается желанием обеспечить их от повреждения при внезапном сбросе нагрузки

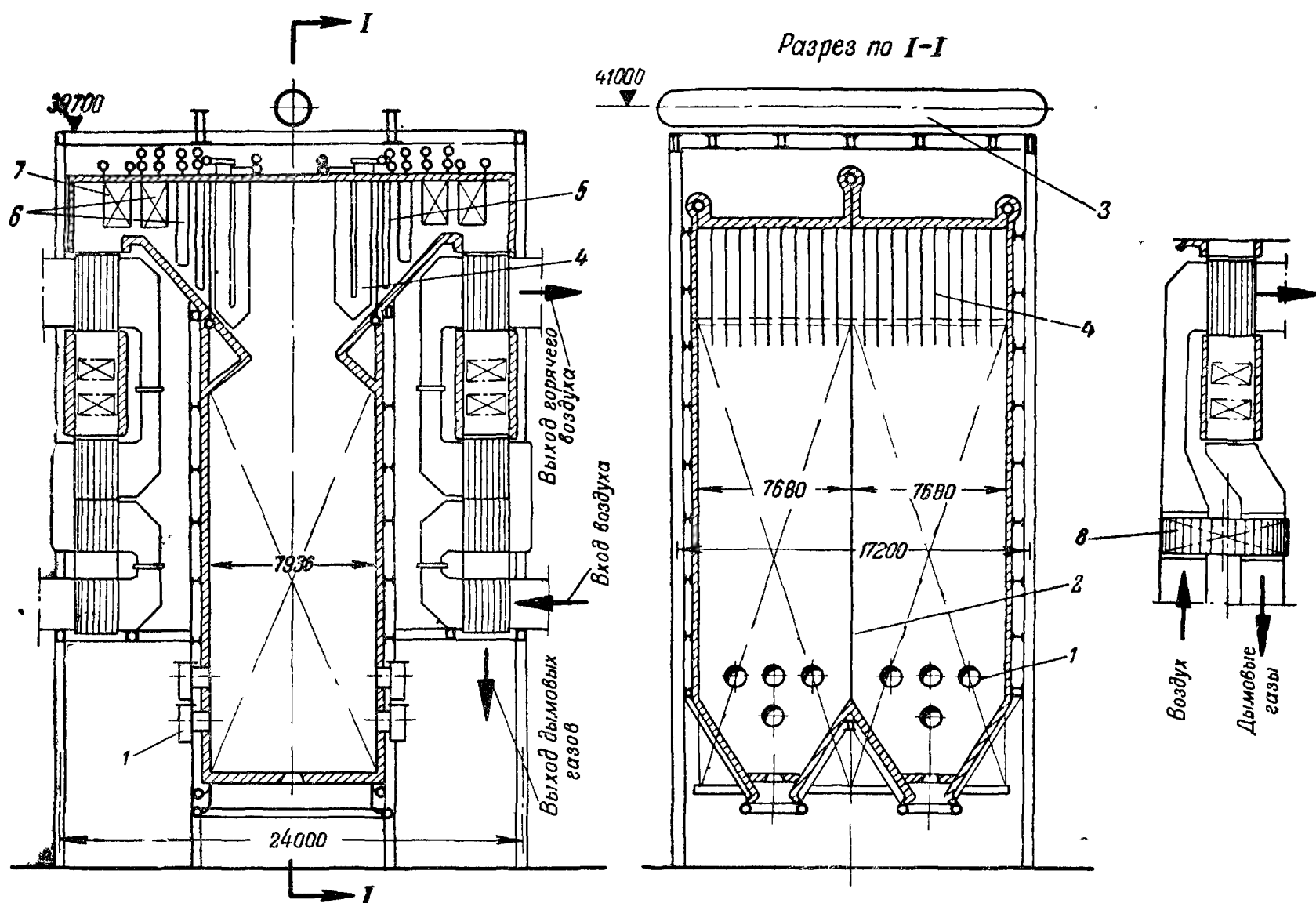


Рис. 25-9. Котлоагрегат ТП-90 паропроизводительностью 500 т/ч при давлении 140 ата и температуре 570° С с промежуточным перегревом до той же температуры.

1 — пылеугольные горелки; 2 — двухцветный экран; 3 — барабан; 4 — ширмовый пароперегреватель; 5 — пароперегреватель высокого давления; 6 — промежуточный пароперегреватель; 7 — первая ступень пароперегревателя высокого давления; 8 — вариант размещения регенеративного воздухоподогревателя.

турбиной. Если в этом случае тепловыделение топки будет выключено с некоторым опозданием, то первичный перегреватель будет защищен от повреждения пропуском пара через предохранительный клапан, расположенный после перегревателя; промежуточный же перегреватель может быть защищен только путем установки редукционного устройства, пропускающего пар мимо ЧВД турбины через промежуточный перегреватель и далее через предохранительные клапаны низкого давления на выхлоп или в конденсатор. Такое устройство очень сложно и, главное, его трудно выполнить достаточно быстродействующим; поэтому предпочитают размещать промежуточный перегреватель в такой зоне, чтобы при внезапном сбросе нагрузки он не пострадал и без охлаждения паром.

Следует иметь в виду, что некоторое время он будет охлаждаться паром, пока через него не пройдет весь пар, находящийся в ЧВД

турбины в момент сброса нагрузки, паропроводе от нее к промежуточному перегревателю и самом перегревателе.

Чтобы это не привело к увеличению числа оборотов разгруженной турбины до недопустимой величины, его обычно не пропускают в ЧНД турбины, а сбрасывают в конденсатор или атмосферу.

Естественно, что в котлах со вторичным перегревом пара часть первичного перегревателя, которая размещается в топке, значительно возрастает в связи с увеличением доли общего тепловосприятия пароперегревателей (первичного и промежуточного).

Примером мощного барабанного котлоагрегата на давление 140 ата и $t_{ne} = 570^\circ \text{C}$ со вторичным перегревом до той же температуры может служить котел Таганрогского завода ТП-90 производительностью 500 т/ч.

Как видно из рис. 25-9, этот однобарабанный котлоагрегат с естественной циркуляцией

имеет камерную топку с жидким шлакоудалением (утепленные воронки), разделенную пополам двухсветным экраном, и скомпонован по Т-образной схеме. Горелки круглые типа ТКЗ расположены по 8 шт. с каждой стороны топки.

Топочная камера экранирована испарительными поверхностями нагрева, разбитыми на ряд панелей и образующими три ступени испарения. В двух конвективных газоходах последовательно расположены ширмы, выполняющие роль 2-й ступени первичного перегревателя, затем его горячая (3-я) ступень, далее двухступенчатый противоточный промежуточный пароперегреватель и, наконец, холодная (1-я) ступень первичного перегревателя.

Из 1-й ступени перегревателя пар проходит во 2-ю (ширмовую) по трубам, экранирующим потолок котла.

В опускном газоходе размещены экономайзер и двухступенчатый трубчатый воздухоподогреватель. Предусмотрена возможность замены 1-й ступени последнего регенеративным воздухоподогревателем.

В прямоточных котлах высоких давлений (100—140 ата) обычно применяют вынесенную переходную зону, т. е. располагают поверхность нагрева, испаряющую последние 20% пара и перегревающую этот пар примерно на 50°C ($\Delta i = 80 - 100$ ккал/кг), в зоне умеренных температур газов.

Таким образом, у этих котлов появляется конвективная испарительная поверхность нагрева, что, естественно, приводит к вытеснению в топку части экономайзера или перегревателя. В котлах Рамзина между конвективным экономайзером и топочными экранами имеется соединительный трубопровод, и вода, поступившая по нему в коллектор, распределяется в последнем по экранам трубам. Поэтому кипение в конвективном экономайзере не допускается, так как появление пароводяной смеси в распределительном коллекторе повело бы к неравномерной раздаче пара и воды по трубкам, нарушению нормальной работы дроссельных шайб и т. п. Обычно в котлах Рамзина подогрев воды в конвективном экономайзере не доводится до насыщения примерно на 50 ккал/кг.

В котлах Бенсона, где имеет место многократное смешение пароводяной смеси, начальная разверка менее существенна, и можно допускать больший подогрев воды в конвективном экономайзере. В котлах Зульцера, где часто трубы экономайзера переходят в топку без промежуточного коллектора, допустимо

кипение и в конвективном экономайзере.

Во всяком случае наличие переходной зоны приводит у прямоточных котлов к появлению радиационного перегревателя уже при давлении 100 ата (для меньших давлений прямоточные котлы обычно не строятся). Надо иметь в виду, что характер растопки прямоточного котла все равно требует прокачки воды через пароперегреватель, и поэтому вопрос защиты радиационной его части при растопке здесь не играет особой роли.

Компоновка прямоточных котлов (легче осуществляемая, чем при естественной циркуляции) допускает размещение радиационного перегревателя только в верхней части топки (особенно это удобно в котлах Рамзина).

Наконец, стоимостные показатели испарительной части прямоточных котлов меньше зависят от давления, и поэтому у них некоторое повышение сопротивления пароперегревателя покупается меньшей ценой, чем у котлов с естественной циркуляцией. В целом у прямоточных котлов необходимость в радиационном перегревателе возникает с ростом давления раньше, а отрицательные его стороны выражены слабее; в итоге почти все прямоточные котлы имеют в большей или меньшей части радиационный пароперегреватель.

Примером прямоточного котла большой мощности может служить котлоагрегат ПК-33 Подольского завода производительностью 660 т/ч при давлении 140 ата и температуре 570°C с промежуточным перегревом до той же температуры.

Как видно из рис. 25-10, этот агрегат скомпонован по П-образной схеме. Его топка сечением в плане $21 \times 7,5$ м разделена двумя двухсветными экранами на три камеры. В поворотной камере размещены ширмы вторичного перегревателя. Далее в опускном газоходе расположена горячая (выходная) часть первичного перегревателя, затем переходная зона и еще ниже двухступенчатые экономайзер и воздухоподогреватель.

Питательная вода, пройдя обе ступени экономайзера и подвесные трубы, поддерживающие топочные экраны и ширмовый пароперегреватель, поступает в нижнюю радиационную часть с недогревом до кипения около 65 ккал/кг. Из нижней радиационной части вода при паросодержании 76% поступает в переходную зону, где она доиспаряется и пар перегревается примерно на 20 ккал/кг.

Далее пар проходит увлажнительно-промывочное устройство; влага с частью солей отделяется в сепараторе и идет в продувку.

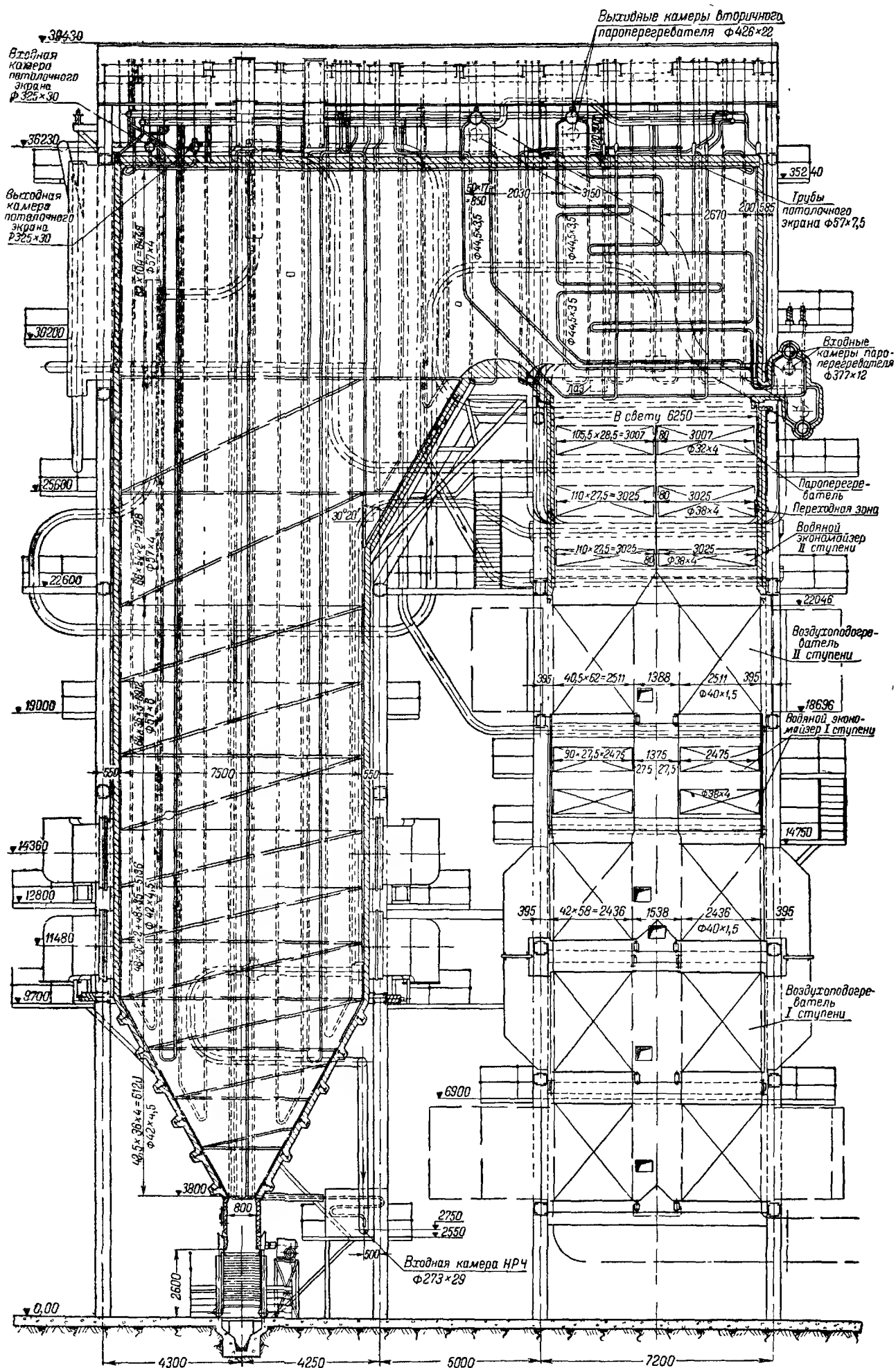


Рис. 25-10. Прямоточный котел Подольского завода ПК-33.

$D=660 \text{ т/ч}$; $p=140 \text{ атм}$; $t_{\text{не}} = 570^\circ \text{ C}$; $t_{\text{пром}}=570^\circ \text{ C}$; $t_{\text{п.в}}=235^\circ \text{ C}$.

Осушенный пар проходит через среднюю и верхнюю радиационные части и потолочный экран в конвективный пароперегреватель.

При повышении давления выше 140 *ата* заметно ухудшаются характеристики естественной циркуляции. Хотя ряд котлов успешно работает и при давлении 175 *ата* за пароперегревателем (около 185 *ата* в барабане), но такие давления уже приводят к удорожанию системы естественной циркуляции и более жестким требованиям в части эксплуатации котлоагрегата.

Вместе с тем в ряде зарубежных стран (особенно в США и Западной Германии) эксплуатируется и строится много котлов на давления 150—180 *ата* (за пароперегревателем). Выбор типа котла для этой области давлений решается в различных странах по-разному. В США применяют в основном барабанные котлы как с естественной циркуляцией, так и с принудительной, причем доля последних растет с повышением давления. Следует, однако, иметь в виду, что из двух основных котельных фирм США одна (Бабкок и Вилькокс) поставляет котлы с естественной циркуляцией, а другая (Комбасчэн) усиленно продвигает котлы с принудительной циркуляцией (хотя она изготавливает и котлы с естественной циркуляцией). Условия конкуренции и одновременно наличие сложной системы связей между крупными монополиями нередко приводят в США к выбору для той или другой станции оборудования по соображениям, не имеющим достаточного технического обоснования; поэтому наряду с установкой котлов с принудительной циркуляцией на 140 *ата* и даже ниже имеет место применение сверхмощных котлоагрегатов с естественной циркуляцией на 170—175 *ата* за перегревателем (180—190 *ата* в барабане).

Прямоточных котлов в США до последнего времени не строили, и только в 1958—1959 гг. ряд котлов этого типа вступает в строй, обычно в случаях применения закритического давления.

В Англии до последнего времени давления выше 140 *ата* не применялись, да и вообще установки на $p > 100$ *ата* насчитывались единицами. В 1959 г. должен вступить в строй первый блок станции Хай Мархэм мощностью 200 *Мвт* на давление 165 *ата*. Котлы этой станции будут с принудительной циркуляцией.

В Западной Германии для высоких и сверхвысоких давлений применяют и барабанные котлы с естественной циркуляцией и прямоточные, причем в последние годы мощные кот-

лы строят преимущественно для давлений $p = 180\text{--}240$ *ата* прямоточные, бесепараторного типа (1956—1957 гг. — до 60—70% всех новых мощных котлоагрегатов).

Вообще в Западной Германии в последние годы широко применяют не только сверхвысокие и закритические давления, но и в довольно большом масштабе температуры свыше 580—600°С, что требует широкого применения дорогих и трудоемких в изготовлении аустенитных сталей. Это окупается в условиях очень дорогого топлива и относительно дешевой рабочей силы, характерных для Западной Германии.

В США, где топливо значительно дешевле, а рабочая сила относительно дороже, давления выше 170—180 *ата* и тем и более температуры, требующие перехода на аустенитные стали, применяются пока в единичных случаях.

Примером сверхмощного западногерманского прямоточного котла может служить проект агрегата на $D = 770$ т/ч при давлении 185 *ата* и температуре 530°С со вторичным перегревом до той же температуры, предназначенного для сжигания высоковлажного рейнского бурого угля (рис. 25-11). Как видно из рисунка, котлоагрегат запроектирован по Т-образной схеме с двухфронтной топкой и сухим шлакоудалением. Из верхней части топки газы поступают в два отпусковых газохода, заполненных ширмовыми пароперегревателями, и далее в два подъемных газохода, в которых последовательно размещены пароперегреватели, экономайзеры и регенеративные воздухоподогреватели.

В левом газоходе размещен в основном вторичный пароперегреватель, а в правом — первичный. Это позволяет, изменяя соотношения расходов газа между обеими половинами, регулировать температуру вторичного перегрева. Применение высоковлажного бурого угля, дающего малую прямую отдачу и очень большой объем газом (на единицу теплотворности), обусловило большое сечение газоходов (Т-образная компоновка) и значительное развитие конвективных поверхностей в глубину (два хода газов, несмотря на компактность регенеративного воздухоподогревателя).

Котлоагрегаты на околокритическое и закритическое давления пока строятся в значительном количестве только в Западной Германии (в 1956 г. — около 30% всех котлов высокого давления), но единичная мощность этих котлов, как правило, невелика. В США

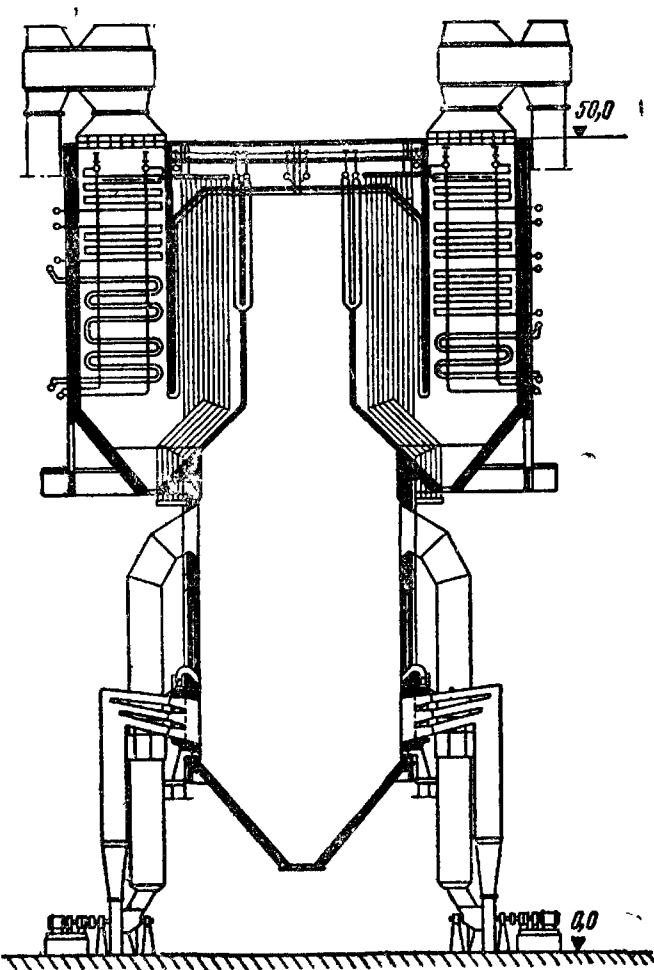


Рис. 25-11. Прямоточный котел с топкой для сжигания высоковлажного бурого угля (ФРГ — проект).
 $D = 770 \text{ т/ч}$; $p = 185 \text{ ата}$; $t_{ne} = 530^\circ \text{ С}$; $t_{prom} = 530^\circ \text{ С}$.

таких котлов пока пущено или строится лишь несколько штук, но зато часть из них очень большой мощности.

Первый сверхмощный котлоагрегат на критическое давление пара, пущенный в 1958 г. на станции Эйвон (США), показан на рис. 25-12. Этот агрегат обслуживает турбину мощностью 250 Мвт и имеет паропроизводительность 780 т/ч при давлении за пароперегревателем 253 ата, температуре свежего пара 593° С и юдном промежуточном перегреве до 565° С .

Как видно из рисунка, котел сконпонован по обычно П-образной схеме. Питательная вода, пройдя экономайзер, поступает в экраны, покрывающие нижнюю часть топочной камеры, разделенной двухсветным экраном на две части. Далее вода проходит 2 пакета переходной зоны, расположенные в нисходящем конвективном газоходе, и поступает в радиационный пароперегреватель, экранирующий верхнюю часть топки, стены и потолок горизонтального газохода. Затем пар проходит ширмовый перегреватель и доводится до конечной температуры в конвективном перегревателе, расположенном в зоне умеренных температур газов. Промежуточный перегреватель расположен между ширмовой и конвективной частью основного перегревателя.

Топочная камера и конвективная шахта

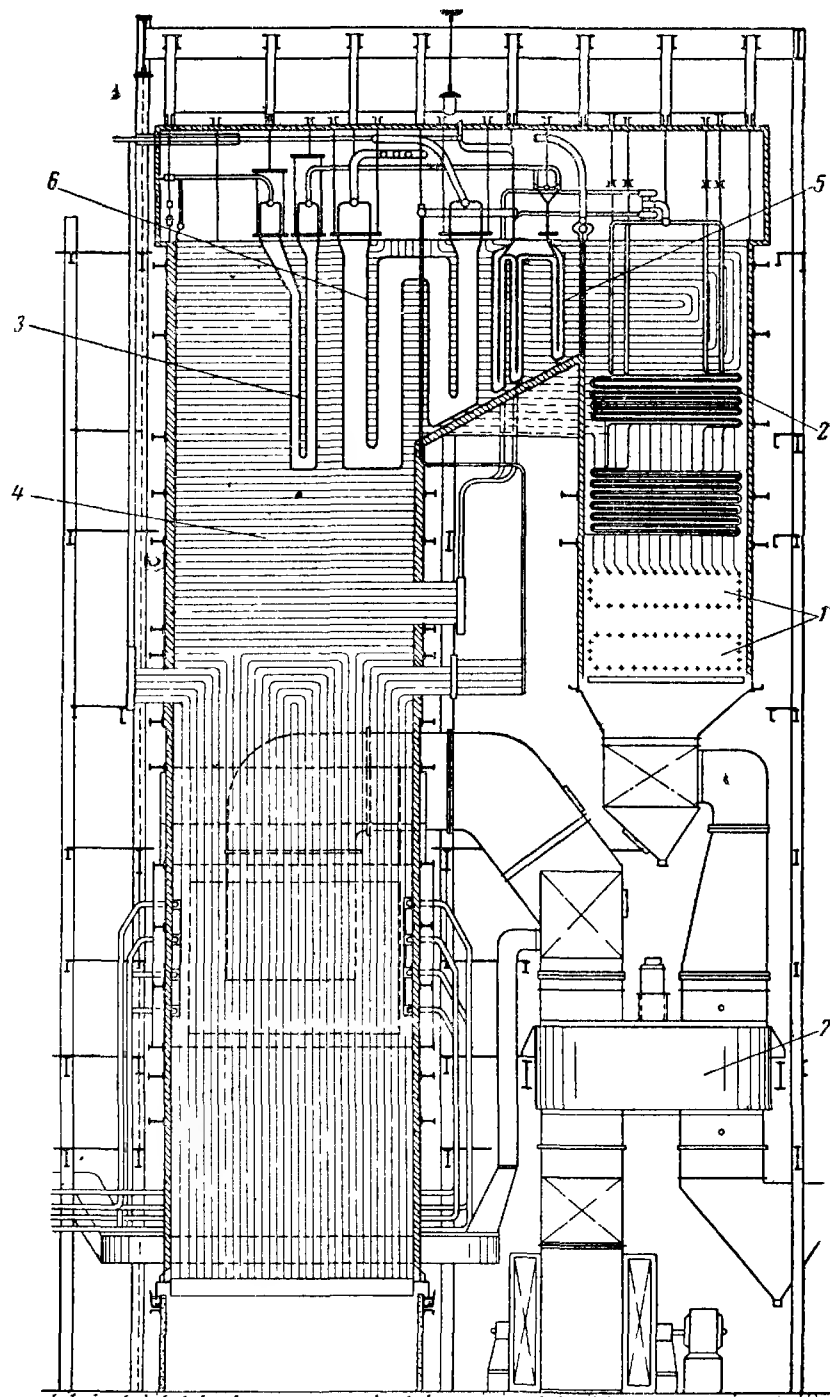


Рис. 25-12. Прямоточный котел ст. Эйвон (США).

$D=780 \text{ т/ч}$; $p=253 \text{ ата}$; $t_{ne}=593^\circ \text{ С}$; $t_{prom}=565^\circ \text{ С}$.

1 — экономайзер; 2 — переходная зона; 3 — ширмовый пароперегреватель; 4 — радиационный пароперегреватель; 5 — последняя ступень пароперегревателя; 6 — промежуточный пароперегреватель; 7 — регенеративный воздухоподогреватель.

подвешены на трубах и расширяются вниз. Для уплотнения сопряжения топки и шлакового комода в нижней части камеры имеется гидравлический затвор. Сопряжение между подвешенной конвективной шахтой и опертными на каркас регенеративными воздухоподогревателями осуществляется на металлических компенсаторах.

Примером сверхмощного прямоточного котлоагрегата на еще более высокие параметры пара может служить котел производительностью $D=827 \text{ т/ч}$ при давлении 360 ата

и температуре пара 621°C , сооруженный на станции Эддинстаун (США). Котлоагрегат имеет два промежуточных перегрева: при $71,5/66,5 \text{ ата}$ с 427°C до 565°C и при $16/15 \text{ ата}$ с 367°C до 565°C и питается водой при температуре 299°C .

Как видно на рис. 25-13, котлоагрегат имеет топку с сухим шлакоудалением, разделенную на две части двухсветным экраном.

Рабочее тело проходит последовательно экономайзер, затем экраны нижней части топки и оттуда при температуре несколько ниже той, которая отвечает максимальной теплоемкости, направляется в переходную конвективную зону¹. Далее по ходу пара идут экраны верхней части топки, ширмовый и конвективный пароперегреватели. Холодная часть первого промежуточного перегревателя расположена в одной половине конвективного газохода, а «горячая» его часть выполнена в виде ширм. Второй промежуточный перегреватель расположен так же, но во второй половине газохода и соответственно во второй топочной камере. Это позволяет регулировать оба промежуточных перегрева поворотом горелок в первой или второй топочной камере.

В этом котле применено значительное количество аустенитных сталей, что в условиях США пока не окупается, и эту установку надо рассматривать как промышленный эксперимент. Характерно, что следующий агрегат этой же станции заказан на параметры 250 ата и 565°C , позволяющие обойтись перлитными сталями. На такие же параметры заказаны наиболее крупные котлы США (блоки по 450 Мвт).

В СССР пока имеется только один мощный агрегат на околокритическое давление — котел Подольского завода на 300 т/ч при 215 ата и 575°C (без промежуточного перегрева, так как котлоагрегат устанавливается для модернизации Челябинской ТЭЦ среднего давления). В ближайшие годы будет изготовлен котел на 315 ата , 655°C с двумя вторичными перегревами производительностью 800 т/ч для блока на 300 Мвт . Эта установка с широким использованием аустенитных сталей намечается пока в виде единичной, для накопления опыта.

В серийное производство с 1962—1963 гг. пойдут агрегаты на 250 ата , 580°C с одним

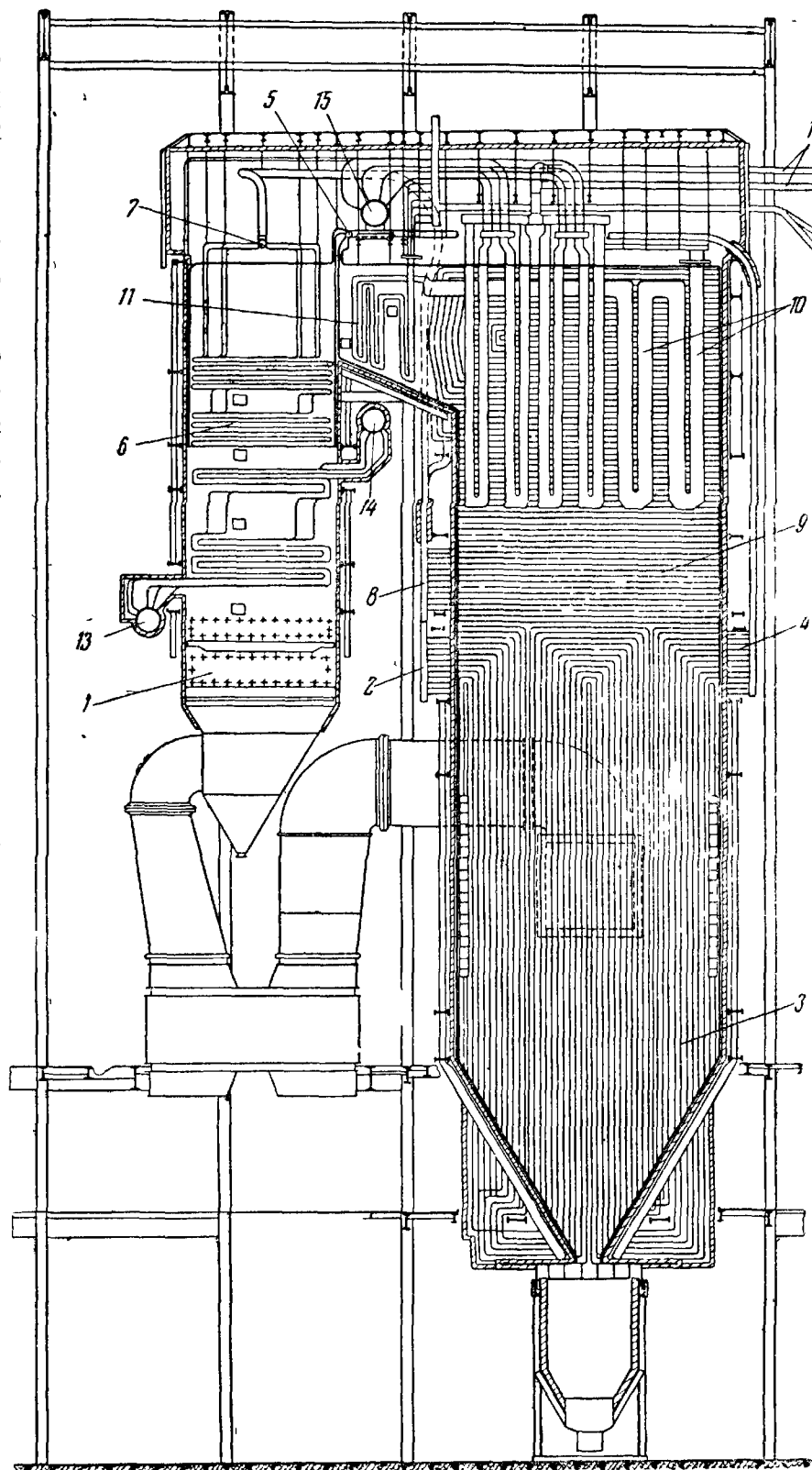


Рис. 25-13. Прямоточный котел ст. Эддинстаун (США).

$D=827 \text{ т/ч}$; $p=360 \text{ ата}$; $t_{ne}=650^{\circ}\text{C}$; $t_{ном}^I=565^{\circ}\text{C}$; $t_{ном}^{II}=565^{\circ}\text{C}$;

$t_{н.в}=299^{\circ}\text{C}$ (пуск 1959 г.).

1 — экономайзер; 2 — вход в нижнюю радиационную часть; 3 — нижняя радиационная часть; 4 — выход из нижней радиационной части; 5 — входной коллектор переходной зоны; 6 — переходная зона; 7 — выходной коллектор переходной зоны; 8 — вход в верхнюю радиационную часть; 9 — верхняя радиационная часть; 10 — ширмовый пароперегреватель высокого давления; 11 — конвективный пароперегреватель высокого давления; 12 — паропровод свежего пара; 13, 14 — входной и выходной коллекторы конвективной части промежуточного пароперегревателя; 15 — входной коллектор ширмового промежуточного пароперегревателя; 16 — паропроводы от ширмового промежуточного пароперегревателя к турбине.

¹ В Западной Германии и СССР ряд котлов за критического давления выполняют без переходной зоны.

промежуточным перегревом, базирующиеся на широком использовании перлитных сталей.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод), ГЭИ, 1957.
2. Нормы расчета и проектирования пылеприготовительных устройств, ГЭИ, 1958.
3. Нормы расчета циркуляции воды в паровых котлах, Машгиз, 1950.
4. Нормы расчета элементов паровых котлов на прочность, Машгиз, 1956.
5. Теплотехнический справочник, т I и II, ГЭИ, 1957—1958.
6. Котельные агрегаты — атлас под ред А. П. Ковалева, ГЭИ, 1958.
7. В. П. Ромадин, Пылеприготовление, ГЭИ, 1953.
8. Г. Ф. Кнорре, Топочные процессы, ГЭИ, 1951.
9. Циклонные топки под ред. Г. Ф. Кнорре и М. А. Наджарова, ГЭИ, 1958.
10. Ю. Л. Маршак и В. П. Ромадин, Топки ВТИ с высоким шлакоудалением, ГЭИ, 1958.
11. Котельные установки, т. II, под ред. Э. И. Ромма, ГЭИ, 1946.
12. М. А. Стырикович, Внутрикотловые процессы, ГЭИ, 1954.
13. Внутрикотловые физико-химические процессы, водоподготовка и водные режимы котлов на электростанциях высоких и сверхвысоких параметров, Сборник, Академиздат, 1957.
14. Т. Х. Маргулова, Методы получения чистого пара, ГЭИ, 1955.
15. Т. Х. Маргулова, Компонировка и тепловой расчет котлоагрегата, ГЭИ, 1956.
16. Н. В. Кузнецов, Рабочие процессы и вопросы усовершенствования конвективных поверхностей котельных агрегатов, ГЭИ, 1958.
17. Е. А. Троянский, Металлы котлостроения и расчет прочности котлов, ГЭИ, 1956.
18. М. В. Мейкляр и А. И. Стенинг, Паровые котлы ТКЗ, ГЭИ, 1957.
19. Пар высокого давления в энергетике, Сборник, ГЭИ, 1950.
20. Труды Московского ордена Ленина энергетического института, вып. XI, Теплотехнический, ГЭИ, 1953.
21. С. Т. Воронков, Д. З. Исэров и С. П. Каменецкий, Тепловая изоляция на электростанциях, ГЭИ, 1958.
22. Н. А. Шерстюк, Вентиляторы и дымососы, ГЭИ, 1957.
23. Б. И. Дуб, Арматура высокого давления для трубопроводов, ГЭИ, 1954.

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Автомат зажигания 122
Аккумулирующая способность котла 434
Амбразуры открытые 137
— эжекционные 138
Анализ пыли ситовой 95
— сырого угля ситовой 90
Аппарат обдувочный Ильмарине — ЦКТИ 414

Б

Баланс золы 60
— солевой котла 304
— тепловой обратный 54
— — прямой 51
Балласт топлива 25
Барабан котла 14, 335
Блок экрана 341

В

Вентиль запорный 404
— регулирующий 406
Вентилятор дутьевой 13, 420
— мельничный 112
Вихревой способ сжигания топлива 50
Влага топлива 25, 31
Влажность пара 266
Вода добавочная 292
— питательная 13, 292
Воздух вторичный 12
— горячий, рециркуляция 385
— первичный 12
Воздухонагреватель 13
— двухпоточный 376
— малогабаритный 376
— пластинчатый 373
— регенеративный 373, 378
— стальной трубчатый 375
— чугунный 376
Выбор допускаемых напряжений 325
— типа котла 479
— — мельницы 111
Выход летучих веществ топлива 25, 27

Г

Газ естественный 22, 38, 65 122
— искусственный 38, 65
Газоанализаторы 43
Гарнитура котла 404
Гильза впрыска 363
Горелка 12
— беспламенная 123
— диффузионная 124
— ОРГРЭС 131
— поворотная 364
— сбросная 132
— ТКЗ-ЦКТИ 131
— туннельная 122
— щелевая 135
Горючая часть топлива 23
Графитизация стали 318
Грохот 92

Д

Доломит, присадка 384
Допустимая нагрузка зеркала испарения 268
— — парового объема 268
Допустимое солесодержание котловой воды 270
Дробилка 92
— валковая 93
— молотковая 93
Дроссельный шайбы 241, 263, 343, 347
Дутье зонное 77
— острое 84

Ж

Жалюзи направляющие 280

З

Задвижка 407
— клиновая 408
— регулирующая 409
Зажигательный пояс 64
Зеркало испарения 265
Змеевик пароперегревателя 351

Змеевик экономайзера 370
 Зола 12, 25, 29
 Золовая защита 370, 377
 Золовой износ 193
 Золоуловитель 13

И

Изоляция мастичная 403
 — плоской поверхности 402
 — разъемная 404
 Изотопы радиоактивные 264

К

Кавитация 259
 Калориметры 26
 Камера горения 49, 141
 — охлаждения 49, 141
 Каркас котла 393
 Клапан взрывной 122, 405
 — импульсно предохранительный 411
 — обратный 409
 — предохранительный 411
 — — рычажный 410
 — регулирующий золотниковый 407
 — — игольчатый 407
 — — скальчатый 407
 Козырьки индивидуальные успокоительные 280
 Комод шлаковый 12
 Компоновка агрегата 474
 — пароперегревателей 357
 — станции блочная 460
 — хвостовых поверхностей нагрева 386 389
 Конденсат 10
 Контур циркуляционный простой 244
 — — сложный 244
 Коррозия кислородная 300
 — межкристаллитная 321
 — низкотемпературная 381
 — пароводяная 298
 — сталей 313
 — стояночная 301
 — химическая 296
 — щелочная 300
 — электрохимическая 296
 Котлы аккумулирующая способность при изменении давления 434
 — бесепараторные прямоточные 161
 — вертикально водотрубные 149
 — вертикальные газотрубные 147
 — водотрубные 147
 — газотрубные 145
 — горизонтально водотрубные 148
 — жаротрубные 145
 — отопительные 11
 — паровозные 147
 — промышленные 11

Котлы прямоточные сепараторные 162, 289
 — регулирование паропроизводительности 455
 — с наддувом 339
 — — принудительной циркуляцией 14, 159
 — сдвоенные 461
 — утилизаторы 11
 Коэффициент абразивности золы 197
 — внутренней теплоотдачи 211
 — выноса примесей 267
 — избытка воздуха 42
 — использования газохода 185
 — неполноты омывания 186
 — ослабления луча твердыми частицами 176
 — полезного действия котельного агрегата брутто 51
 — — — — — нетто 51
 — прочности 327
 — прямой отдачи топки 173, 469
 — размолоспособности топлива 98
 — распределения вещества между паром и водой 272
 — теплоотдачи излучением продуктов сгорания 181
 — — от газов к стенке 185
 — — при поперечном омывании 186
 — — — продольном омывании 188
 — теплопередачи 183
 Кратность циркуляции 245, 251
 Крепление барабана 396
 — пароперегревателя 350
 — экранных труб 339

Л

Лаз 404

М

Марки стали 316
 Материалы теплоизоляционные 401
 Мельница быстроходная ударная 108
 — валковая среднеходная 107
 — типа мелющего вентилятора 110
 — шаровая барабанная 100
 — шахтная 108
 Мигалка 118

Н

Набухание водяного объема 269
 Нагрузка зеркала испарения 266
 Надежность циркуляции 153, 334
 Накипеобразователи 293, 295
 Накипь 14, 295
 Напор движущий 244, 248, 333
 — нивелирный 236
 — полезный 246, 333
 — температурный 182
 Напряжение парового объема 266

Недогрев воды в верхнем барабане 247
 — — — нижнем коллекторе 247
 Нелетучий остаток коксовый 25, 28
 Нефть 22, 37

О

Обескремнивание 292
 Обессоливание 292
 Область горения диффузионная 69
 — — — кинетическая 69
 Обмуровка 13, 398
 — натрубная 399
 — облегченная 399
 — тяжелого типа 398
 Обработка воды внутрикотловая 303
 Образование свободного уровня 254
 Обшивка котла 13
 Окажинообразование 313
 Опора пружинная 397
 Определение высоты точки закипания 246
 — наивыгоднейшей скорости газа 391
 Опрокидывание циркуляции 255
 Останов котла аварийный 454
 — — барабанного 453
 — — прямоточного 453
 Отложение летучей золы 190
 — солей 265

П

Пар, качество 264
 — параметры 263
 — чистота 263
 Параметры пара начальные 472
 Парогенератор 11, 167
 Парообразование в опускных трубах 257
 Пароотводящие трубы 251
 Пароохладитель впрыскивающий 361, 363, 364
 — поверхностного типа 361
 Пароперегреватель 13
 — вертикальный 350
 — горизонтальный 351
 — комбинированный 348
 — компоновка 357
 — конвективный 349
 — крепление 350
 — промежуточный 361
 — радиационный 354
 — ширмовый 355, 474
 Переходная зона 162
 Пирогенетические процессы 65
 Питатель лопастной 120
 — шнековый 120
 Плавкость золы 30
 Пламя несветящееся 176

Пламя полусветящееся 176
 — светящееся 176
 Планка шурующая 78
 Подогрев воздуха предварительный 387, 471
 — топлива 64
 Подсушка топлива 64
 Потери тепла от механической неполноты сгорания топлива 58
 — — — наружного охлаждения котельного агрегата 61
 — — — химической неполноты сгорания топлива 57
 — — — с провалом 58
 — — — уносом 59
 — — — уходящими газами 55
 — — — физическим теплом шлака 63
 — — со шлаками 59
 Предел прочности 311
 — текучести 311
 Предтопки ВТИ 468
 Приведенная влажность топлива 32
 — зольность 31
 — сернистость 31
 Примеси негорючие 29
 Присос холодного воздуха 56
 Продувка котла непрерывная 15, 291
 Производство растворимости 294
 Промывка водная 309
 — кислотная 310
 — пара барботажная 286
 Процессы нестационарные в барабанном котле 428
 — — — прямоточном котле 430
 Прочность длительная 313
 — предел 311
 Прямой баланс 51
 Пульсация 242
 — потока 241
 Пуск блока из горячего состояния 452
 Пылеотделитель циклонный 117

Р

Разверка температурная 160
 Растворимость веществ в паре 271
 — коэффициент 294
 — произведение 294
 Растопка 445
 — блока с котлом барабанным 449
 — — — — прямоточным 451
 — котлов барабанных 446
 — — — — прямоточных 448
 — — с разделенными топками 475
 Расчет гидравлического сопротивления 417
 — движущегося напора 428
 — прочности барабанов 325
 — — труб 329
 — тепловой конструкторский 199
 — — поверочный 199

Расчет циркуляции 252
 Реактор ядерный 16
 Реакция цепная неразветвленная 66
 — — разветвленная 66
 Регулирование паропроизводительности котла 455
 — питания 459
 — температуры пара в барабанном котле 457
 — — — — прямоточном котле 457
 — — — — за вторичным пароперегревателем 458
 — — — — газовое 361, 364
 — — — — паровое 361
 Регулятор топлива 456
 Режим чисто фосфатной щелочности 301, 304
 Рекристаллизация 314
 Релаксация 323
 Рециркуляция газов 364
 — горячего воздуха 384, 471
 Решетка наклонная 48
 — наклонно-переталкивающая 48
 — неподвижная 48
 — цепная 49

С

Самотяга 418
 Свод подвесной 400
 Секционирование экранов 334, 340
 Сепаратор жалюзийный 280
 — пыли 116
 — центробежный 286
 Сепарационное устройство 279
 Сепарация 15
 — естественная 279
 — механическая 279
 — пленочная 280
 Система пылеприготовления с прямым вдуванием 112
 — — — — разомкнутым циклом 115
 — — — — центральная 111
 — — — — с пылевым бункером 113
 Скорость газа наивыгоднейшая 392
 — падения давления в котле 435
 — ползучести 312
 — циркуляции 213
 Смесеобразование вторичное 70
 — первичное 70
 Соединение арматуры сварное 413
 — — фланцевое 413
 — труб вальцовочное 337
 Сопротивление гидравлическое в шахматном пучке 418
 — — коридорного пучка 418
 — — расчет 417
 — опускных труб 246
 — подъемных труб 250
 Сталь высоколегированная 320
 — низколегированная 317
 Стекло водомерное 411

Степень черноты газа 174
 — — газовой среды 176
 — — топки 177
 — — факела эффективная 177
 — углефикации топлива 22, 27, 65
 — экранирования топки 170
 Ступенчатое испарение 305, 308
 Схема включения парохладителей 362
 — газоснабжения 87
 — главных паропроводов 442
 — мазутного хозяйства станции 89
 — паропроводов блочная 443
 — — секционная 442

Т

Текучесть, предел 311
 Температура воспламенения 67
 — обмуровки 330
 — сгорания топлива теоретическая 71
 — уходящих газов 55, 389, 470
 Температурная разверка 160
 Теоретически необходимое количество воздуха 40
 Тепло полезно используемое 51, 53
 — располагаемое 51
 Тепловое напряжение зеркала горения видимое 71
 — — топочного объема видимое 71
 Тепловой баланс 51
 Тепловыделение в топке полезное 70
 Теплоноситель 16, 167
 Теплообменник-парогенератор 16
 Теплота сгорания высшая 25
 — — низшая 25
 Теплоэлектроцентральный 11
 Тонкость помола угольной пыли экономическая 99
 Топка вихревая 121, 142
 — инвертная 462
 — с горизонтальной решеткой из качающихся колосников 74
 — — жидким шлакоудалением 121, 130
 — — наклонно-переталкивающей решеткой 78
 — — ручной колосниковой решеткой и поворотными колосниками 76
 — — сухим шлакоудалением 121
 — — цепной решеткой 79
 — — шурующей планкой 48, 78
 — факельно-слоевая 86
 — циклонная 121
 — шахтная с наклонной решеткой для кускового торфа 77
 — шахтно-цепная для сжигания кускового торфа 85
 Топливо, горючая часть 23
 — искусственное газообразное 22, 122
 — органическое 18, 21
 — техническая характеристика 25
 — условное 27

Топливо энергетическое 21
 — ядерное 18
 Топочное устройство вихревое 47
 — — камерное 47
 — — слоевое 47
 — — факельное 47
 Точка росы 382
 Труба дымовая 13
 Трубы подвесные 352
 — фестонированные 351
 — экранные 14, 334
 — эмалированные воздухоподогревателей 384

У

Угловой коэффициент экрана 180, 331
 Удаление воздуха из вертикальных змеевиков 242
 Унификация котлоагрегатов 467
 Унос влаги с паром 265
 Уравнение динамики 439, 440
 — — котлов 436
 Усталость коррозионная 300
 — тепловая 311
 Установка дробеочистки 416
 — дробильная 91
 — контрольно-измерительных приборов 443
 — тяго-дутьевая 416
 Устройство внутрибарабанное 283
 — защищающее от износа 370

Ф

Факельный способ 49
 Фестон 13, 207
 Форсунка жидкого топлива механическая 125
 — — — паровая 125
 Фосфатирование 303

Х

Характеристика воздухоподогревателей технико экономическая 380
 — гидродинамическая 240
 — статическая 426
 — экономайзеров технико экономическая 372
 Холодная воронка 12, 339

Ц

Циклон внутрибарабанный 284
 — выносной 285

Ш

Шлак 12
 Шлаковый комод 12
 Шлакосниматель 82
 Шлакоудаление жидкое 12, 49
 — сухое 12, 49
 Шлам 14, 295
 — прикипающий 295

Щ

Щелочность фосфатная 301
 Щеполовитель 92
 Щит дырчатый пароприемный 281
 — — погруженный 281
 — управления 15
 Щитки отбойные 279

Э

Экономайзер водяной 13, 149
 — кипящий 366
 — некипящий 366
 — стальной гладкотрубный 367
 — технико-экономическая характеристика 372
 — чугунный 372
 Экран двухсветный 335, 461
 — с вертикальными панелями 344
 — с многократной принудительной циркуляцией 347
 — — подъемно опускаемыми петлями 346
 — шиповой 335
 Экраны котлов Рамзина 342
 — прямоточных котлов 341
 Электрокотлы 11
 Электростанции конденсационные 10
 Энтальпия продуктов сгорания 47

Я

Ядерное топливо 18
 Ядерный реактор 16